

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор

“ _____ ” _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

"Удосконалення сівалки цибулі-сіянки та часнику з
обґрунтуванням параметрів сошника"

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Пич Дмитро Валерійович
« _____ » _____ 2026 р.

Керівник проекту
доцент, канд. техн. наук

« _____ » _____ 2026 р.

Рецензент
доцент, канд. техн. наук

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет агротехнічний

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-наукова програма «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«__» _____ 2026 року

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

Пича Дмитра Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи «Удосконалення сівалки цибулі-сіянки та часнику з обґрунтуванням параметрів сошника»

2. Керівник кваліфікаційної роботи _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту до 5.05.2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності процесу садіння цибулі-сіянки та часнику шляхом обґрунтування раціональних геометричних і кінематичних параметрів сошника.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції сівалок і сошників для дрібноцибулинних культур;
 - розробити удосконалену конструкцію сошника і механізм регулювання його положення;
 - виконати теоретичне обґрунтування параметрів робочого органу з урахуванням взаємодії з ґрунтом;
- оцінити техніко-економічну доцільність запропонованих рішень.

5. Перелік ілюстративного матеріалу: 1. Аналіз сучасного стану машин згідно теми досліджень. Об'єм – 1 аркуш. 2. Мета, задачі, об'єкт та предмет досліджень. Об'єм – 1 аркуш. 3. Схема машини чи вузла, що модернізується. Об'єм – 1 аркуш. 4. Теоретичні дослідження. Об'єм – 1 аркуш. 5. Результати теоретичних досліджень. Об'єм – 1 аркуш.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи
1.	Складання технічного завдання	до 19.01.2026 р.
2.	Техніко-економічне обґрунтування проблеми вдосконалення запропонованої машини	до 20.02.2026 р.
3.	Підготовка та подання керівнику роботи: - стану досліджуваного питання та вибору напряму досліджень; - наукової частини; - практичної реалізації результатів досліджень; - охорони праці; - вступу та загальних висновків.	до 20.02.2026 р. до 01.04.2026 р. до 10.04.2026 р. до 15.04.2026 р. до 20.04.2026 р.
4.	Доопрацювання розділів з урахуванням зауважень	до 24.04.2026 р.
5.	Подання робочого варіанту роботи керівнику для перевірки	до 25.04.2026 р.
6.	Доопрацювання кваліфікаційної роботи з урахуванням зауважень керівника. Отримання відгуку керівника	до 30.04.2026 р.
7.	Передача електронного варіанту пояснювальної записки для перевірки на плагіат	за 10 днів до захисту
8.	Передача пояснювальної записки разом зі звітом перевірки на плагіат (роздрукованої у незшитому вигляді) керівнику на розгляд	після отримання результатів перевірки на плагіат
9.	Подання роботи завідувачу кафедри на перевірку. Отримання направлення на рецензію	за 6 робочих днів до захисту
10.	Рецензування кваліфікаційної роботи. Підготовка документів, що подаються до ЕК	за 3 робочі дні до захисту
11.	Подання роботи всього комплексу документів разом з роботою секретареві ЕК	за 2 робочі дні до захисту
12.	Захист кваліфікаційної роботи	за графіком кафедри

Дата видачі завдання

« ____ » _____ 2026 р.

Підпис керівника _____

_____ (прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

« ____ » _____ 2026 р.

Підпис здобувача _____

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі розв'язано науково-практичне завдання підвищення ефективності процесу механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику шляхом удосконалення конструкції сошника та обґрунтування його раціональних конструктивно-технологічних параметрів.

Проведено аналіз існуючих конструкцій овочевих сівалок і садильних машин, встановлено основні фактори, що впливають на стабільність глибини ходу сошника та якість формування борозни. Запропоновано конструктивно-технологічну схему посівної секції з опорною лижею та ексцентриковим механізмом дискретного регулювання глибини.

Розроблено фізичну модель взаємодії сошника з ґрунтовим середовищем, побудовано розрахункову схему сил і отримано аналітичні залежності, що встановлюють умови забезпечення сталої глибини ходу.

сошник, сівалка, цибуля-сіянка, часник, опорна лижа

ABSTRACT

The qualification work solves a scientific and practical problem of increasing the efficiency of the mechanized planting process of onion sets and garlic by improving the opener design and substantiating its rational structural and technological parameters.

An analysis of existing vegetable seeders and planting machines was carried out, and the main factors affecting the stability of the opener working depth and the quality of furrow formation were determined. A structural and technological scheme of the seeding section with a support skid and an eccentric mechanism for discrete depth adjustment is proposed.

A physical model of the opener-soil interaction was developed, a force diagram was constructed, and analytical dependencies determining the conditions for ensuring a stable working depth were obtained.

opener, seeder, onion sets, garlic, support skid

ЗМІСТ

1. ВСТУП	5
2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ	7
2.1. Особливості механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику	7
2.2. Літературний огляд сівалок для сівби овочевих культур	7
2.3. Обґрунтування напрямку досліджень	16
2.4. Висновки по розділу	18
3. НАУКОВА ЧАСТИНА	19
3.1. Аналіз конструктивно-технологічної схеми посівної секції з удосконаленням пристроєм регулювання глибини ходу сошника	19
3.2. Обґрунтування конструктивної та фізичної моделі процесу взаємодії сошника з ґрунтом	22
3.3. Побудова розрахункової схеми сил, що діють на сошник	25
3.4. Теоретичне обґрунтування параметрів механізму регулювання глибини ходу сошника	27
3.4.1. Геометрична залежність між положенням ексцентрика і глибиною ходу сошника	28
3.4.2. Умова фіксації положення ексцентрика та стабільності налаштування	29
3.4.3. Зв'язок параметрів механізму з фактичною глибиною ходу ..	31
3.5 Умова забезпечення сталої глибини ходу сошника	32
3.6 Обґрунтування раціональних параметрів конструкції сошника та механізму регулювання глибини ходу	34
3.7 Висновки по розділу	36
4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	38
4.1. Визначення тягового опору сошника	38
4.2. Визначення необхідного притискного зусилля пружини	40
4.3. Розрахунок параметрів пружини механізму регулювання	41
4.4. Розрахунок ексцентрикового механізму регулювання глибини ходу сошника	44
4.5. Перевірка стійкості ходу сошника	47
4.6. Визначення потужності, необхідної для роботи посівного агрегату	49
4.8. Висновки по розділу	51
5. ОХОРОНА ПРАЦІ	53
5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації сівалки для садіння цибулі-сіянки та часнику	53
5.2. Вимоги безпеки під час експлуатації сівалки	53
5.3. Заходи щодо зниження виробничих ризиків	54
5.4. Пожежна безпека та охорона довкілля	55
5.5. Висновки по розділу	55
6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	56
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	58
ДОДАТКИ	64

1. ВСТУП

Овочівництво є однією з пріоритетних галузей агропромислового комплексу України, а вирощування цибулі та часнику належить до економічно привабливих напрямів рослинництва. Дані культури характеризуються високою рентабельністю та стабільним попитом, однак їх виробництво потребує дотримання точних агротехнічних вимог, зокрема щодо рівномірності розміщення посадкового матеріалу, глибини загортання та мінімізації його пошкодження. Якість виконання цих операцій безпосередньо залежить від конструкції сівалки та її робочих органів, передусім сошника.

Сучасні сівалки для цибулі-сіянки та часнику здебільшого створені на основі універсальних овочевих машин і не повною мірою враховують специфічні властивості посадкового матеріалу: неправильну форму зубків, підвищену крихкість, значну різницю у розмірах, а також вимоги до точного орієнтування в борозні. За таких умов виникають проблеми нестабільності глибини ходу сошника, налипання ґрунту, деформації та пошкодження цибулі-сіянки і зубків часнику, що призводить до зниження польової схожості та врожайності.

Особливої актуальності набуває питання роботи сівалки в умовах змінного мікрорельєфу та різної структури ґрунтів. Традиційні конструкції сошників не забезпечують достатньої адаптації до нерівностей поверхні, що викликає коливання глибини садіння і нерівномірність появи сходів. Недостатнє теоретичне обґрунтування геометричних та кінематичних параметрів робочого органу обмежує можливості подальшого вдосконалення машин для дрібноцибулинних культур.

Впровадження удосконаленої конструкції сошника дозволить підвищити стабільність технологічного процесу, зменшити тяговий опір, покращити якість формування борозни та забезпечити більш сприятливі умови для розвитку рослин. Тому розроблення нових технічних рішень у

сфері механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику є важливим науково-практичним завданням галузевого машинобудування.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності процесу садіння цибулі-сіянки та часнику шляхом обґрунтування раціональних геометричних і кінематичних параметрів сошника.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції сівалок і сошників для дрібноцибулинних культур;
- розробити удосконалену конструкцію сошника і механізм регулювання його положення;
- виконати теоретичне обґрунтування параметрів робочого органу з урахуванням взаємодії з ґрунтом;
- оцінити техніко-економічну доцільність запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику.

Предмет дослідження – конструктивні та режимні параметри сошника сівалки, що визначають якість формування борозни і рівномірність глибини загортання.

Практичне значення роботи полягає у створенні технічних рішень, придатних для використання при модернізації серійних сівалок і розробленні нових машин для дрібноцибулинних культур. Очікується, що впровадження результатів досліджень сприятиме підвищенню врожайності, зменшенню витрат праці та енергоресурсів, а також покращенню конкурентоспроможності вітчизняного овочівництва.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Особливості механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику.

Процес садіння дрібноцибулинних культур істотно відрізняється від сівби зернових і навіть від висіву овочевих культур насінням. Цибуля-сіянка та зубки часнику мають нерегулярну форму, підвищену чутливість до механічних пошкоджень і потребують точного розміщення у борозні з дотриманням заданої глибини. Відхилення глибини на 10–15 мм призводить до нерівномірності сходів, затримки розвитку рослин та зниження врожайності.

Основним робочим органом, що визначає якість технологічного процесу, є сошник посівної секції. Саме він формує борозну, утримує її геометрію та забезпечує сталість глибини. Тому конструкція сошника і пристрою регулювання його положення має вирішальне значення для ефективності сівалки.

2.2. Літературний огляд сівалок для сівби овочевих культур.

Сівбу овочевих культур виконують з урахуванням біологічних особливостей рослин і прийнятої технології вирощування. Застосовують широкорядний, стрічковий, пунктирний, гніздовий та смуговий способи висіву, які можуть здійснюватися на вирівняній поверхні поля, а також на гребенях чи грядках. Для цього використовують овочеві сівалки типу СО-4,2, СУПО-6А, СУПО-9А, СЛС-12, СЛС-5,4, СМО-2,8 та інші.

Начіпні сівалки СО-4,2 і СОН-4,2 призначені для одно- та двострічкового висіву насіння овочевих культур на різних профілях поверхні поля з одночасним локальним внесенням у рядки гранульованих мінеральних добрив. Машини забезпечують широкорядну сівбу з міжряддями 45, 60 і 70 см, а також стрічкову – за схемами 8+62, 20+90, 50+90, 50+110, 60+120, 32+32+76 см та іншими варіантами.

Сівалка СУПО-6А призначена для висіву насіння огірків, томатів, перцю, баклажанів, кабачків та інших овочевих культур пунктирним, гніздовим і рядковим способами. Машина агрегатується з тракторами тягового класу 1,4 (рис. 2.1).

Конструктивно сівалка складається з шести посівних секцій, вентилятора, повітропроводів, рами, двох опорно-приводних коліс, механізму передач, замка автозчіпки, маркерів та уніфікованої системи контролю висіву насіння і рівня матеріалу в бункерах. Кожна посівна секція містить бункер для насіння, пневматичний висівний апарат, ворушилку, сошник із механізмом регулювання глибини ходу, загортачі, передній і задній котки, шлейф та паралелограмну підвіску.

Під час роботи обертання від опорно-приводних коліс через механізм передач передається на висівні диски. Вентилятор створює розрідження у вакуумних камерах висівних апаратів, унаслідок чого насіння притягується до отворів диска і транспортується в зону висіву. У нижній частині апарата вакуум припиняє діяти, насіння відокремлюється від диска і падає в борозну, сформовану сошником. Загортання борозни відбувається за рахунок осипання ґрунту та роботи загортачів, після чого прикочувальні котки ущільнюють ґрунт, а шлейфи вирівнюють поверхню рядка і частково розпушують його.

Норма висіву (відстань між гніздами в рядку) встановлюється зміною частоти обертання висівних дисків перестановкою зірочок у редукторі та використанням дисків з різною кількістю отворів. Кількість насіння в гнізді регулюють механізмом скидання зайвого насіння, а глибину загортання – гвинтовим регулятором підвіски сошника. Робоча ширина захвату сівалки становить 4,2 м, робоча швидкість – 5–9 км/год, продуктивність – 2,2–3,8 га/год. Машина забезпечує сівбу за схемами 70 і 50+100 см.

Сівалка СУПО-9А за призначенням і принципом роботи аналогічна СУПО-6А, однак має дев'ять посівних секцій з ущільнювальними та прикочувальними котками і може агрегуватися з тракторами тягових класів

1,4; 2 і 3. Вона виконує висів насіння овочевих культур на рівній поверхні поля та на грядках пунктирним, гніздовим і рядковим способами. Робоча ширина її захвату становить 5,4 м, робоча швидкість – до 5–9 км/год, продуктивність – 2,7–4,9 га/год.

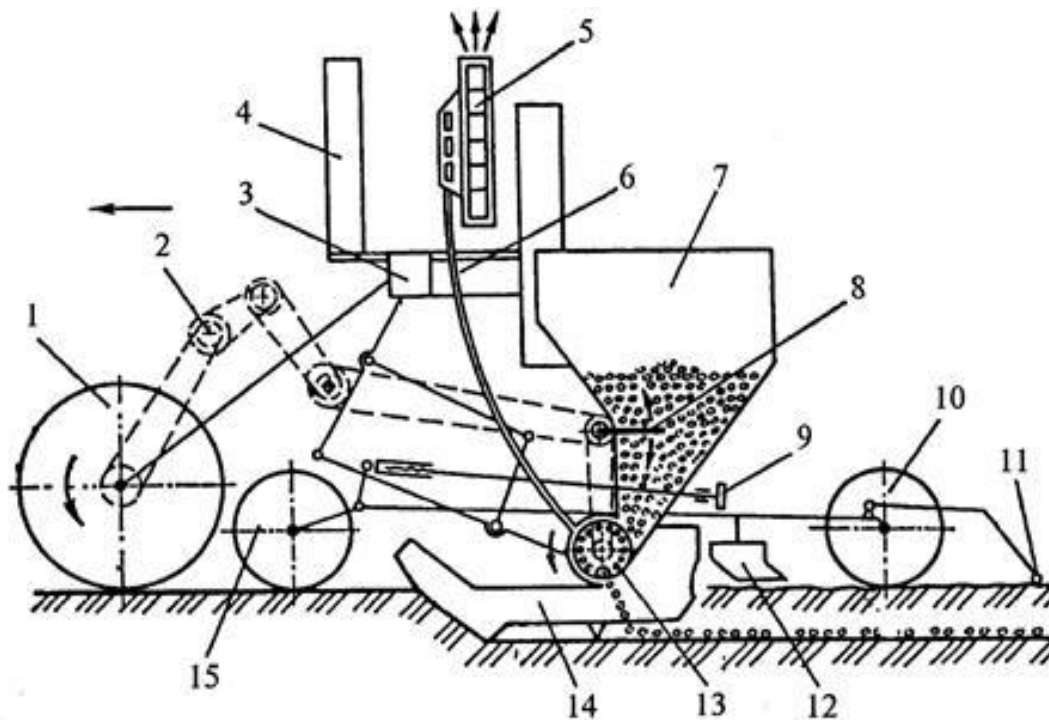


Рисунок 2.1 – Функціональна схема сівалки СУПО-6А: 1 – опорно-приводні колеса; 2 – механізм приводу висівних апаратів; 3 – зварна рама; 4 – автозчіпка; 5 – вентилятор; 6 – повітряний провід; 7 – бункер для насіння; 8 – зворушувач насіння; 9 – регулятор глибини; 10 і 15 – прикотуючі котки; 11 – шлейф-вирівнювач; 12 – загортачі; 13 – висівний апарат; 14 – сошник

Сівалка СМО-2,8 призначена для стрічкової дворядкової сівби дрібнонасінних овочевих культур (столових буряків, моркви, редьки, кропу, петрушки тощо) на вирівняній поверхні поля, гребенях і грядках. Машина має секційну конструкцію і обладнана пневматичними висівними апаратами, що забезпечують рівномірне дозування та розміщення насіння в рядках.

Глибина загортання насіння регулюється в межах 20–50 мм. Ширина міжрядь під час сівби становить 600–700 мм. Робоча ширина захвату сівалки – 2,4–2,8 м. Робоча швидкість руху агрегату – до 5 км/год. Продуктивність за

годину основного часу – 1,2–1,4 га. Сівалку агрегатують із тракторами тягових класів 0,6 та 1,4.

Основними робочими органами садильних машин є садильні апарати, сошники та загортачі борозен. Садильні апарати за конструкцією поділяють на дискові, елеваторні (ланцюгові, стрічкові, тросові), барабанні, голчасті та інші. Найбільшого поширення набули дискові, а також ланцюгові і стрічкові апарати з ложечками, які забезпечують поштучне відокремлення садивного матеріалу та його рівномірне укладання в борозну.



Рисунок 2.2 – Сівалка овочева СМО-2,8

Для механізованого висаджування цибулі-сіянки та зубків часнику застосовують спеціалізовані садильні машини. Однією з них є сівалка ЧСН-4 (рис. 2.3), яка використовується переважно у середніх і великих господарствах, що займаються промисловим вирощуванням часнику. Ефективність її роботи значною мірою залежить від якісної підготовки садивного матеріалу та своєчасного технічного обслуговування.

Переваги сівалки ЧСН-4. Машина забезпечує одночасне висаджування чотирьох рядків, що підвищує змінну продуктивність агрегату. Конструкція садильного апарата дає змогу витримувати задану глибину загортання та рівномірну відстань між зубками, що створює сприятливі умови для

одночасних сходів і вирівняного розвитку рослин. Застосування сівалки значно зменшує потребу в ручній праці та підвищує технологічність процесу. Агрегатування з тракторами малих і середніх тягових класів розширює сферу її використання. Передбачено регулювання ширини міжрядь і глибини садіння відповідно до ґрунтово-кліматичних умов і прийнятої технології вирощування.



Рисунок 2.3 – Сівалка для висіву часнику ЧСН-4

Недоліки конструкції та особливості експлуатації. Надійна робота машини можлива лише за умови використання відкаліброваного садивного матеріалу однакового розміру. Вартість сівалки є відносно високою, що обмежує її застосування у дрібних фермерських господарствах. Механізм подавання зубків потребує регулярного очищення і налаштування для запобігання пропускам та двійникам. Ефективність роботи знижується на

важких і кам'янистих ґрунтах. Для забезпечення якісного технологічного процесу необхідна відповідна кваліфікація механізатора.

Сівалка ЧС-14 призначена для механізованого садіння зубків часнику і агрегатується з мінітракторами (рис. 2.4). Конструкція машини передбачає навішування на триточкову систему та використання гідравлічного підйомного механізму, що забезпечує її сумісність з більшістю моделей мінітракторів.



Рисунок 2.4 – Сівалка садіння цибулі та часнику ЧС-14

До основних конструктивно-технологічних переваг сівалки належить можливість регулювання параметрів садіння. Крок розміщення зубків у рядку (110; 125; 140 мм) встановлюють зміною передавального числа ланцюгового редуктора, а ширину міжрядь – у межах 200–530 мм, що дає змогу адаптувати машину до різних агротехнічних вимог. Рівномірність висаджування на нерівній поверхні поля забезпечується двовальною системою дозувального механізму з роздільним приводом. Наявність

чотирьох бункерів місткістю по 10 л кожний дозволяє тривалий час працювати без зупинок для поповнення садивного матеріалу.

Ефективне використання сівалки потребує ретельної передпосадкової підготовки ґрунту, що зумовлює додаткові витрати праці та часу. Для забезпечення стабільної роботи висівного апарата необхідно застосовувати відкалібровані зубки часнику розміром 15–25 мм, що пов'язано з додатковими операціями з підготовки садивного матеріалу. Машина є вузькоспеціалізованою і призначена переважно для садіння часнику, тому її використання для інших культур, зокрема цибулі, обмежене або малоефективне.

Високоточна часникосаджалка Vizon ЧС-2 призначена для механізованого висаджування зубків часнику з поштучним дозуванням і рівномірним розміщенням їх у рядках на попередньо підготовленому ґрунті (рис. 2.5). Машина забезпечує стабільну глибину загортання, витримування заданого кроку посадки та формування рівномірних рядків, що створює сприятливі умови для одночасних сходів і вирівняного розвитку рослин.

Саджалка навішується на триточкову навісну систему та агрегується з мінітракторами і малогабаритними тракторами відповідного тягового класу. Привід робочих органів здійснюється від опорно-приводних коліс.

Машина складається з рами, двох висаджувальних секцій, бункерів для садивного матеріалу, ложечкових (касетних) дозувальних апаратів, опорно-приводних коліс, ланцюгового редуктора, сошників, загортачів, прикочувальних котків і маркера. Кожна секція має механізми регулювання глибини садіння та ширини міжряддя. Висаджувальний апарат забезпечує поштучне захоплення зубків і подавання їх у борозну без пропусків і двійників.

Під час руху агрегату обертання від опорно-приводних коліс через ланцюгову передачу передається на дозувальні апарати. Ложечки захоплюють окремі зубки з бункера і подають їх у висівний канал, звідки вони надходять у борозну, сформовану сошником. Загортачі засипають

борозну ґрунтом, а прикочувальні котки ущільнюють його в зоні рядка. Маркер забезпечує витримування заданої ширини міжрядь.



Рисунок 2.5 – Часникосаджалка високоточна Bizon ЧС-2

Машина передбачає:

- встановлення кроку розміщення зубків у рядку зміною передавального числа приводу;
- регулювання ширини міжрядь відповідно до прийнятої схеми садіння;
- зміну глибини загортання сошниками;
- налаштування апарата під фракцію садивного матеріалу.

Для забезпечення високої точності висаджування необхідно застосовувати відкалібровані зубки однакового розміру та якісно підготовлений ґрунт. Машина забезпечує зменшення затрат ручної праці, підвищення продуктивності та рівномірність розміщення рослин у рядках.

На нашу думку, однією з найбільш перспективних машин для висіву цибулі-сіянки та зубків часнику є сівалка СЦС-4,2 (рис. 2.6). Саме овочеву сівалку для висіву цибулі-сіянки прийнято за прототип у даній магістерській роботі. Сівалка СЦС-4,2 призначена для точного розміщення посадкового матеріалу на різних типах поверхні поля – вирівняній, гребеневій і грядковій. Вона виконана як причіпний агрегат і забезпечує рівномірність висіву та високу якість технологічного процесу.

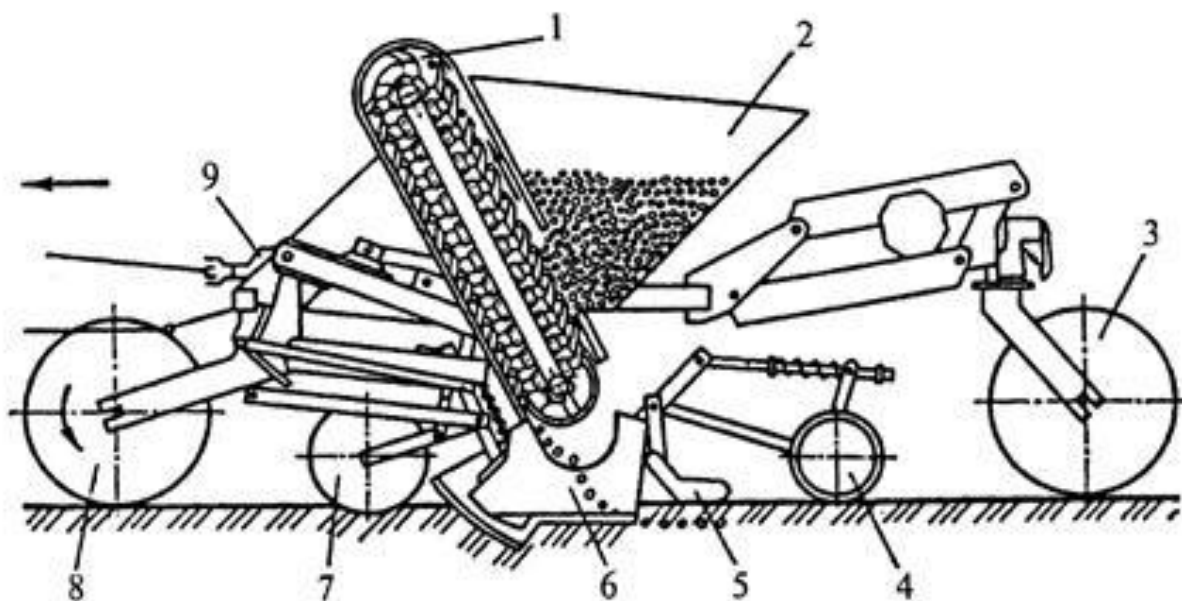


Рисунок 2.6 – Сівалка цибулі сіянки та часнику СЦС-12: 1 – висівний апарат; 2 – бункер; 3 – задні опорні колеса; 8 – передні опорні колеса; 4 – коток задній; 5 – загортач; 6 – сошник; 7 – коток передній; 9 – привод висівних апаратів

Будова рами та основних вузлів. Несучою основою машини є зварна рама, що відзначається достатньою жорсткістю та довговічністю. Її формують три поздовжні труби, з'єднані між собою щокovinaми. До центральної труби приєднуються маркери, які забезпечують витримування ширини міжрядь, а також кронштейни для встановлення сошникових секцій. Дві інші труби слугують базою для кріплення висівних апаратів і насіннєвого ящика. На рамі передбачено місця для встановлення редуктора приводу

висівних механізмів і інструментального ящика для зберігання обслуговувального оснащення.

Бункер має штамповано-зварну конструкцію. У його стінках виконані вікна, через які посадковий матеріал надходить у приймальний короб висівного апарата. Інтенсивність подавання регулюється заслінкою з фіксацією у трьох положеннях. Для повного очищення бункера передбачені окремі розвантажувальні отвори.

Опорні колеса обладнані пневматичними шинами та виконані самовстановлювальними. Кожне колесо змонтоване у вилці, що забезпечує стійкість агрегату під час роботи. У робочому положенні передні колеса фіксуються від повороту, а задні мають можливість вільного обертання, що полегшує копіювання поверхні поля. У транспортному положенні схема фіксації змінюється – передні колеса розблоковуються, а задні фіксуються.

2.3. Обґрунтування напряму досліджень.

Проведений аналіз технологічного процесу механізованого садіння цибулі-сіянки та зубків часнику, а також конструкцій існуючих овочевих сівалок і спеціалізованих садильних машин показав, що визначальним фактором забезпечення якісного виконання операції є робота сошника посівної секції. Саме цей робочий орган формує борозну, забезпечує задану глибину укладання садивного матеріалу та створює умови для його подальшого загортання і ущільнення ґрунту.

Аналіз показав, що більшість серійних машин має універсальні сошники, конструкція яких розрахована переважно на висів насіння овочевих культур і не повністю враховує фізико-механічні та геометричні особливості цибулі-сіянки та зубків часнику. Це призводить до нестабільності глибини ходу робочого органу, порушення геометрії борозни та збільшення тягового опору агрегату.

У процесі дослідження встановлено, що на якість формування борозни та енергоємність процесу істотно впливають:

- кут входження сошника в ґрунт;
- форма та розміри його робочої поверхні;
- характер взаємодії з ґрунтовим середовищем;
- спосіб кріплення до паралелограмної підвіски та можливість копіювання мікрорельєфу поля.

Недосконалість конструкції сошника зумовлює виникнення значних вертикальних коливань посівної секції, що особливо проявляється під час роботи на нерівних поверхнях та ґрунтах із змінною щільністю. Це, у свою чергу, призводить до нерівномірності глибини садіння, погіршення польової схожості та зниження врожайності.

Порівняльний аналіз конструкцій показав, що існуючі робочі органи не забезпечують оптимального співвідношення між якістю виконання технологічного процесу та енергетичними витратами. Зменшення тягового опору можливе лише за умови раціонального вибору геометричних параметрів сошника та обґрунтування його кінематичного режиму роботи з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунту.

Таким чином, подальше підвищення ефективності процесу механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику доцільно здійснювати шляхом удосконалення конструкції сошника, яке передбачає:

- забезпечення стабільності глибини ходу за рахунок покращення умов копіювання поверхні поля;
- зменшення тягового опору внаслідок оптимізації кута різання та форми робочої поверхні;
- формування борозни раціонального профілю;
- створення сприятливих умов для орієнтованого укладання садивного матеріалу;
- зниження налипання ґрунту та забивання рослинними рештками.

На основі проведеного аналізу як базову конструкцію для подальшого вдосконалення доцільно прийняти сошник посівної секції сівалки для садіння

цибулі-сіянки та часнику, який забезпечує можливість зміни його конструктивно-технологічних параметрів.

Прийнятий напрям досліджень забезпечує можливість комплексного вирішення поставленої задачі та відповідає сучасним вимогам до створення енергоощадних машин для овочівництва.

2.4. Висновки по розділу.

Встановлено, що механізоване садіння цибулі-сіянки та зубків часнику характеризується підвищеними вимогами до стабільності глибини ходу сошника та якості формування борозни.

Проведений аналіз конструкцій овочевих сівалок і садильних машин показав, що їх робочі органи не повною мірою відповідають агротехнічним вимогам до садіння дрібноцибулинних культур.

Основними недоліками існуючих конструкцій є:

- значні коливання глибини ходу;
- підвищений тяговий опір;
- порушення геометрії борозни;
- налипання ґрунту на робочі поверхні.

Визначено, що вирішальним напрямом підвищення ефективності технологічного процесу є удосконалення конструкції сошника та обґрунтування його раціональних параметрів. Обґрунтовано вибір об'єкта та предмета дослідження, сформульовано задачі подальших теоретичних досліджень. Прийнятий напрям досліджень є основою для виконання наукової частини кваліфікаційної роботи та розроблення удосконаленої конструкції сошника. Отримані результати аналізу та прийнятий напрям удосконалення конструкції сошника є підґрунтям для виконання теоретичних досліджень процесу його взаємодії з ґрунтом, побудови розрахункових схем та встановлення аналітичних залежностей, що дозволять обґрунтувати раціональні геометричні й кінематичні параметри робочого органу, що розглянуто в наступному розділі.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Аналіз конструктивно-технологічної схеми посівної секції з удосконаленим пристроєм регулювання глибини ходу сошника.

Якість механізованого садіння цибулі-сіянки та зубків часнику значною мірою визначається стабільністю глибини ходу сошника посівної секції. Відхилення фактичної глибини загортання від заданої призводить до нерівномірності появи сходів, різночасності розвитку рослин та зниження врожайності. Особливо це проявляється під час роботи на полях із нерівною поверхнею та змінними фізико-механічними властивостями ґрунту.

У традиційних конструкціях посівних секцій регулювання глибини ходу сошника здійснюється зміною положення копіюючих або прикочувальних коліс за допомогою гвинтових механізмів. Такий спосіб забезпечує встановлення необхідного значення глибини, однак не гарантує її стабільності під час роботи агрегату. Наявність різьбових з'єднань у механізмах регулювання ускладнює процес налаштування, збільшує його трудомісткість та створює передумови для самовільної зміни встановлених параметрів унаслідок вібраційних навантажень.

З метою усунення зазначених недоліків у роботі розглядається конструктивно-технологічна схема посівної секції з удосконаленим пристроєм регулювання глибини ходу сошника, яка наведена на рис. 3.1.

Конструктивно сошник змонтований на паралелограмній підвісці, яка забезпечує його вертикальне переміщення відносно рами сівалки та копіювання мікрорельєфу поверхні поля. До корпусу сошника за допомогою шарнірних з'єднань приєднано пристрій регулювання глибини ходу, виконаний у вигляді опорної лижі, що контактує з поверхнею ґрунту та виконує функцію елемента стабілізації положення робочого органу.

Взаємне розташування елементів механізму регулювання глибини ходу сошника у плані показано на рис. 3.2.

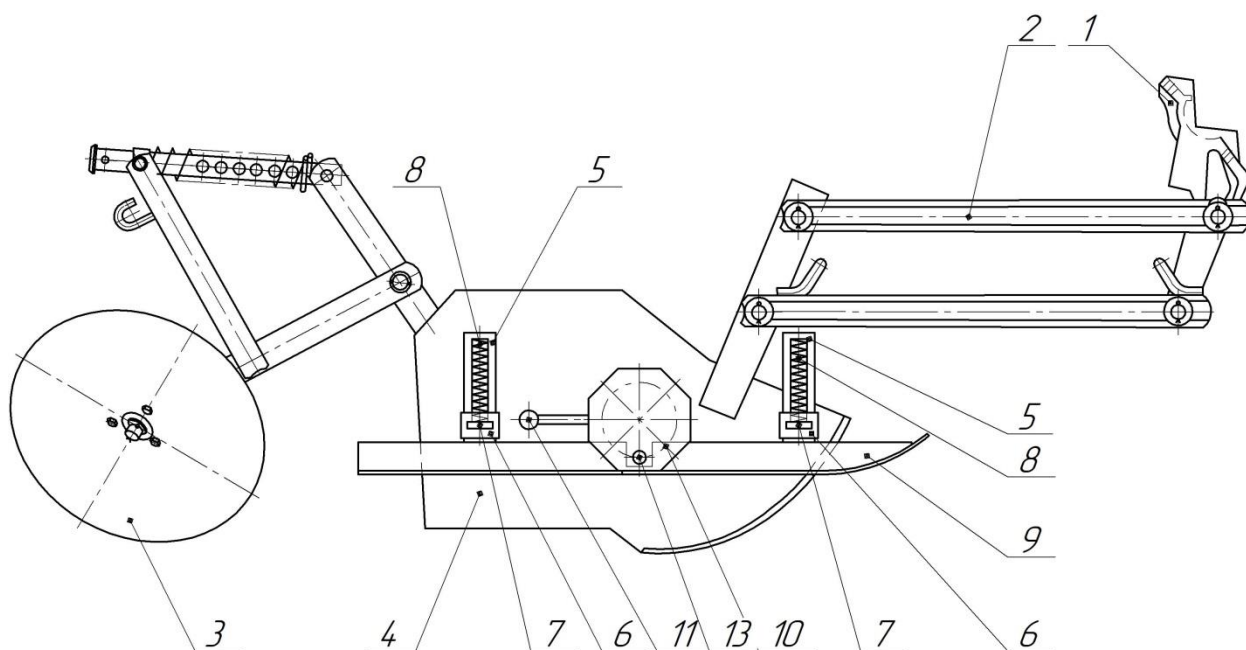


Рисунок 3.1 – Конструктивно-технологічна схема посівної секції з удосконаленим пристроєм регулювання глибини ходу сошника

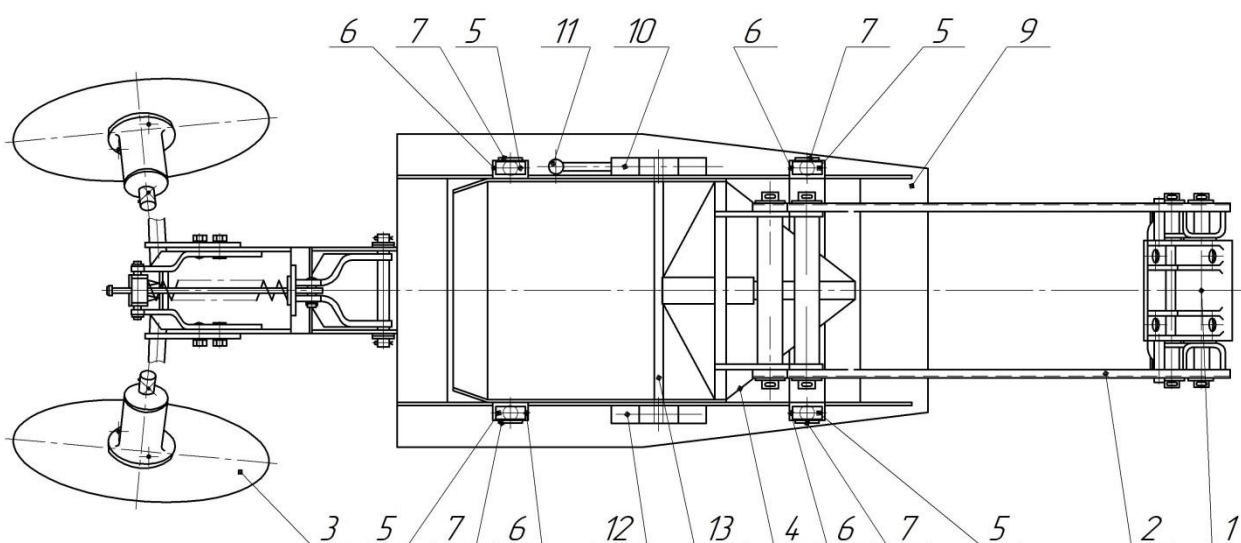


Рисунок 3.2 – Схема розміщення елементів механізму регулювання глибини ходу сошника: 1 – рама сівалки; 2 – паралелограмна підвіска; 3 – загортачі; 4 – сошник; 5 – вуха кріплення; 6 – кронштейн; 7 – упори; 8 – пружина; 9 – опорна лижа; 10, 12 – ексцентрики; 11 – важіль; 13 – вал

Регулювання положення опорної лижі відносно сошника здійснюється за допомогою ексцентрикового механізму, що складається з двох

ексцентриків, з'єднаних між собою валом. Поворот вала за допомогою важеля забезпечує синхронну зміну положення ексцентриків, у результаті чого змінюється відстань між ріжучою частиною сошника та опорною поверхнею лижі.

Конструкція опорної лижі з ексцентриковим механізмом регулювання глибини ходу сошника наведена на рис. 3.3.

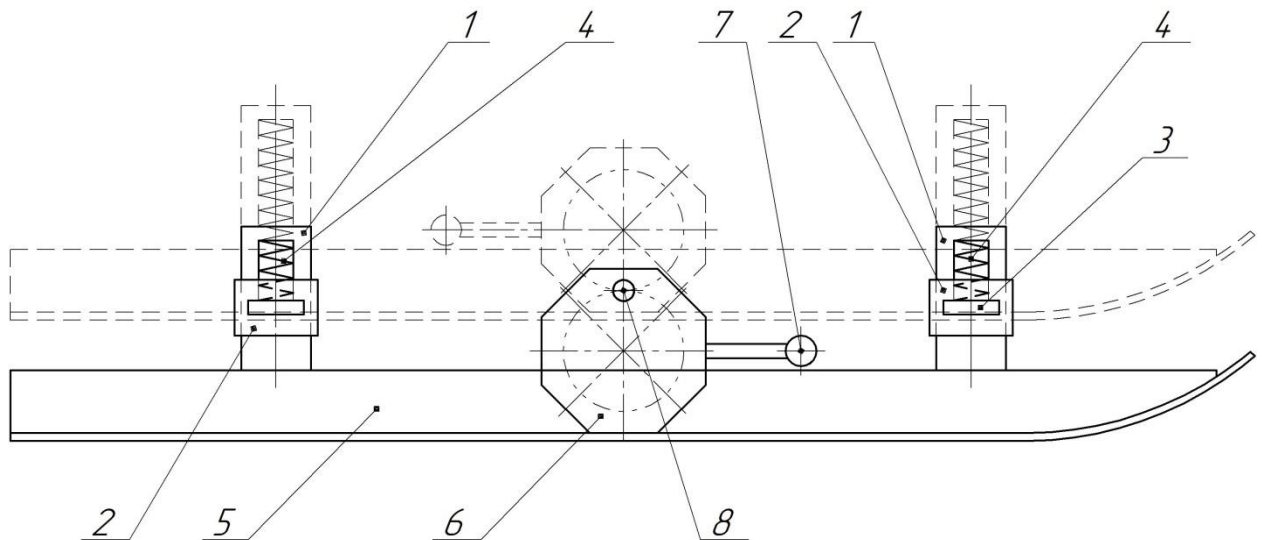


Рисунок 3.3 – Опорна лижа з ексцентриковим механізмом регулювання глибини ходу сошника: 1 – вуха кріплення; 2 – кронштейн; 3 – упори; 4 – пружина; 5 – опорна лижа; 6 - ексцентрик; 7 – важіль; 8 – вал

Ексцентрики виконані у вигляді багатогранників, що мають фіксовані робочі положення. У процесі роботи одна з граней ексцентрика спирається на опорну лижу і під дією пружного елемента утримується у встановленому положенні. Така схема забезпечує дискретне встановлення глибини ходу сошника без застосування різьбових з'єднань та додаткового інструменту.

Під час руху агрегату опорна лижа ковзає по поверхні ґрунту, сприймаючи реакцію з боку ґрунтового середовища. Ця реакція через ексцентриковий механізм передається на корпус сошника, обмежуючи його заглиблення та забезпечуючи сталість глибини ходу. Завдяки цьому вертикальні коливання посівної секції, викликані нерівностями поверхні

поля, не призводять до суттєвого відхилення сошника від заданого положення.

Таким чином, стабільність глибини ходу сошника визначається взаємодією таких основних факторів:

- геометричних параметрів ексцентрикового механізму;
- положення опорної лижі відносно ріжучої частини сошника;
- жорсткості пружного елемента;
- величини реакції ґрунту на опорну поверхню лижі;
- кінематичного режиму руху посівної секції.

Запропонована конструктивно-технологічна схема забезпечує жорстке дискретне встановлення глибини ходу, зменшує трудомісткість регулювання та підвищує експлуатаційну надійність механізму. Крім того, розділення функцій формування борозни та стабілізації глибини між сошником і опорною лижею створює передумови для зниження енергоємності процесу та підвищення рівномірності загортання садивного матеріалу.

Прийнята схема є базовою для подальшого теоретичного дослідження, у якому сошник з механізмом регулювання глибини розглядається як механічна система, що взаємодіє з ґрунтовим середовищем. Це дає можливість побудувати фізичну модель процесу, скласти розрахункову схему сил та встановити аналітичні залежності, які визначають умови забезпечення сталої глибини ходу.

3.2. Обґрунтування конструктивної та фізичної моделі процесу взаємодії сошника з ґрунтом.

Теоретичне дослідження процесу забезпечення сталої глибини ходу сошника базується на розгляді його як механічної системи, що взаємодіє з ґрунтовим середовищем під час руху посівної секції. При цьому стабільність положення сошника у вертикальній площині визначається сукупною дією конструктивних, кінематичних і силових факторів.

Для побудови розрахункової моделі прийнято такі припущення:

- рух посівної секції є рівномірним і прямолінійним;
- паралелограмна підвіска забезпечує вертикальне переміщення сошника без зміни його просторової орієнтації;
- опорна лижа переміщується по поверхні ґрунту без відриву від неї;
- ґрунт розглядається як пружно-пластичне середовище;
- вплив інерційних сил, викликаних коливаннями малої амплітуди, у першому наближенні не враховується.

У процесі роботи на сошник діють сили ваги, реакції ґрунту, тягового опору та пружні сили механізму регулювання глибини. Взаємодія цих сил визначає фактичну глибину його ходу.

Конструктивна схема посівної секції передбачає розділення функцій між елементами робочого органу: формування борозни здійснюється сошником, а стабілізація глибини – опорною лижею. Такий підхід дозволяє розглядати систему у вигляді двох взаємопов'язаних підсистем:

- підсистема заглиблення сошника в ґрунт;
- підсистема обмеження глибини ходу за допомогою опорної лижі.

Схема копіювання мікрорельєфу поверхні поля сошником з опорною лижею наведена на рис. 3.4.

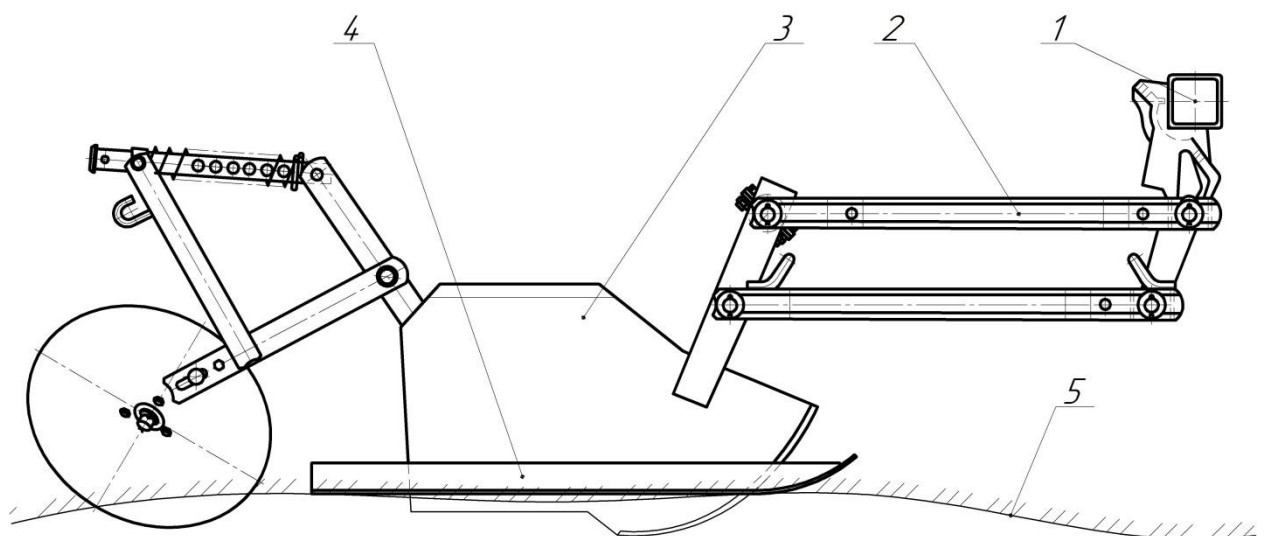


Рисунок 3.4 – Схема копіювання мікрорельєфу поверхні поля сошником з опорною лижею: 1 – рама сівалки; 2 – паралелограмна підвіска; 3 – сошник; 4 – лижа; 5 – поверхня поля

Під час руху агрегату опорна лижа переміщується по поверхні поля та сприймає її нерівності. Вертикальні переміщення лижі через ексцентриковий механізм передаються на корпус сошника, обмежуючи його заглиблення. Завдяки цьому забезпечується відтворення заданого положення ріжучої частини відносно поверхні ґрунту незалежно від змін мікрорельєфу.

Глибина ходу сошника визначається різницею між його геометричним положенням відносно рами сівалки та положенням опорної лижі, яка спирається на поверхню ґрунту. Таким чином, зміна кута повороту ексцентрикового механізму призводить до зміни відстані між ріжучою частиною сошника та опорною поверхнею лижі, що відповідає зміні заданої глибини загортання.

У загальному випадку умова забезпечення сталої глибини ходу сошника може бути записана як рівність між його заглиблюючими силами та сумарною реакцією ґрунту на опорну поверхню лижі і ріжучу частину.

На стабільність глибини ходу сошника впливають:

- маса посівної секції;
- жорсткість пружного елемента;
- геометричні параметри ексцентрика;
- площа опорної поверхні лижі;
- швидкість руху агрегату;
- фізико-механічні властивості ґрунту.

Зі збільшенням нерівностей поверхні поля виникають додаткові вертикальні переміщення посівної секції. У традиційних конструкціях це призводить до значних коливань глибини ходу. У розглянутій схемі наявність опорної лижі забезпечує безпосередній контакт із поверхнею ґрунту, що істотно зменшує амплітуду вертикальних переміщень сошника.

Таким чином, фізична модель процесу взаємодії сошника з ґрунтом зводиться до розгляду рівноваги механічної системи під дією зовнішніх сил і реакцій, що виникають у зоні контакту робочих поверхонь із ґрунтом.

Прийнята модель дозволяє перейти до побудови розрахункової схеми сил, визначення умов рівноваги сошника та отримання аналітичних залежностей, які встановлюють зв'язок між конструктивними параметрами механізму регулювання глибини та фактичною глибиною ходу.

3.3. Побудова розрахункової схеми сил, що діють на сошник.

Для визначення умов забезпечення сталої глибини ходу сошника розглянемо сили, що діють на нього під час роботи посівної секції. Розрахункова схема сил наведена на рис. 3.5.

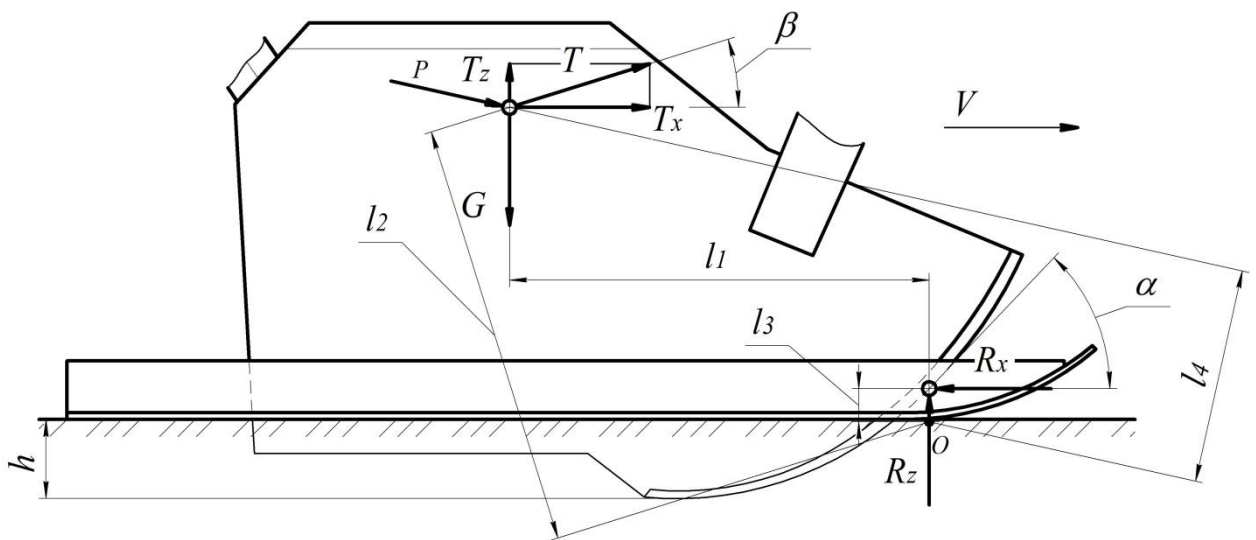


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема сил, що діють на сошник з опорною лижею під час взаємодії з ґрунтом: G – вага посівної секції; P – сила пружного елемента; T – тягове зусилля; T_x , T_z – горизонтальна і вертикальна складові тягового зусилля; R – результуюча реакція ґрунту на ріжучу частину сошника; R_x , R_z – горизонтальна і вертикальна складові реакції ґрунту; R_n – реакція ґрунту на опорну лижу; V – швидкість руху агрегату; h – глибина ходу сошника; α – кут атаки сошника; β – кут прикладання тягового зусилля

На сошник у процесі руху агрегату діють такі основні сили: вага посівної секції G , прикладена до її центра мас, вертикальна складова реакції ґрунту на ріжучу частину сошника R_z , горизонтальна складова реакції

грунту, що визначає тяговий опір R_x , реакція ґрунту на опорну поверхню лижі R_d , сила пружного елемента механізму регулювання глибини P , тягове зусилля, що передається від рами сівалки через паралелограмну підвіску T .

Сила ваги посівної секції спрямована вертикально вниз і створює заглиблюючу дію на сошник. Реакція ґрунту на його ріжучу частину має складну просторову орієнтацію і може бути розкладена на вертикальну та горизонтальну складові. Вертикальна складова перешкоджає заглибленню сошника, а горизонтальна визначає величину тягового опору.

Реакція ґрунту на опорну лижу спрямована вертикально вгору і є основним фактором, що обмежує глибину ходу сошника. Її величина залежить від площі опорної поверхні лижі, фізико-механічних властивостей ґрунту та глибини її занурення.

Сила пружного елемента створює додаткове притискне зусилля, яке забезпечує постійний контакт опорної лижі з поверхнею поля та фіксацію ексцентрикового механізму у заданому положенні.

Тягове зусилля, що передається через паралелограмну підвіску, спрямоване під певним кутом до горизонту. Це зумовлює появу вертикальної складової, яка може як збільшувати, так і зменшувати заглиблення сошника залежно від геометрії підвіски.

Для забезпечення сталої глибини ходу сошника необхідно, щоб у процесі роботи виконувалась умова його рівноваги у вертикальній площині. У загальному вигляді вона може бути записана як

$$G + P + T_z = R_z + R_d, \quad (3.1)$$

де T_z – вертикальна складова тягового зусилля.

З наведеної залежності видно, що стабільність глибини ходу визначається співвідношенням між заглиблюючими силами та сумарною реакцією ґрунту на робочі елементи. Горизонтальна складова рівноваги визначає тяговий опір сошника:

$$T_x = R_x, \quad (3.2)$$

де T_x – горизонтальна складова тягового зусилля.

Наявність опорної лижі змінює характер розподілу реакцій ґрунту між ріжучою частиною сошника та опорною поверхнею. Це призводить до зменшення глибини занурення сошника при збереженні необхідного технологічного ефекту та сприяє зниженню енергоємності процесу.

З аналізу розрахункової схеми випливає, що основними параметрами, які впливають на сталість глибини ходу сошника, є:

- положення точки прикладання сили ваги посівної секції;
- жорсткість та попереднє деформування пружного елемента;
- геометричні параметри ексцентрикового механізму;
- відстань між ріжучою частиною сошника та опорною лижею;
- кут прикладання тягового зусилля.

Отримана розрахункова схема є базовою для подальшого аналітичного визначення раціональних параметрів механізму регулювання глибини ходу та встановлення умов, за яких забезпечується мінімальне відхилення фактичної глибини від заданої.

3.4. Теоретичне обґрунтування параметрів механізму регулювання глибини ходу сошника.

Забезпечення сталої глибини ходу сошника у розглянутій конструктивно-технологічній схемі досягається за рахунок того, що опорна лижа виконує функцію копіювального елемента, а ексцентриковий механізм забезпечує дискретне встановлення її положення відносно сошника. Таким чином, глибина ходу сошника визначається, з одного боку, геометричною залежністю між положенням ексцентрика і вертикальним переміщенням лижі, а з іншого – силовим балансом системи «сошник–лижа–ґрунт» (рис. 3.5).

3.4.1. Геометрична залежність між положенням ексцентрика і глибиною ходу сошника.

Розглянемо ексцентриковий кулачок як деталь із ексцентриситетом e , тобто з відстанню між віссю обертання кулачка і центром опорної (робочої) поверхні, що контактує з лижею. При повороті кулачка на кут θ змінюється положення точки контакту з лижею, а отже – і вертикальне положення лижі відносно сошника.

У першому наближенні (за умови, що деформаціями елементів можна знехтувати) вертикальне переміщення лижі Δy при повороті ексцентрика визначається залежністю

$$\Delta y = e(\cos \theta_1 - \cos \theta_2), \quad (3.3)$$

де θ_1, θ_2 – початкове і кінцеве кутові положення ексцентрика.

Оскільки в реальній конструкції кулачок виконано у вигляді багатогранника з кількістю граней n , механізм має індексовані фіксовані положення. Це означає, що кутовий крок регулювання становить

$$\Delta \theta = \frac{2\pi}{n}. \quad (3.4)$$

Відповідно, крок зміни положення лижі (а отже і глибини ходу сошника) між сусідніми фіксованими положеннями можна оцінити як

$$\Delta h \approx e(\cos \theta - \cos(\theta + \frac{2\pi}{n})), \quad (3.5)$$

На рис. 3.6 наведено залежність зміни глибини ходу сошника від кута повороту ексцентрика. Аналіз графіка показує, що діапазон регулювання перекриває агротехнічні вимоги до глибини загортання цибулі-сіянки та часнику, а дискретність налаштування визначається кількістю фіксованих положень ексцентрика. Для практичного проектування важливо забезпечити, щоб Δh відповідала агротехнічним вимогам (не була надто грубою), а діапазон регулювання перекривав необхідні значення глибини для цибулі-

сіянки та часнику. З цією метою параметри e та n вибирають взаємопов'язано: збільшення e підвищує діапазон регулювання, а збільшення n зменшує крок Δh і підвищує точність налаштування.

Залежність кроку регулювання глибини від кількості фіксованих положень ексцентрика наведено на рис. 3.7. Зі збільшенням кількості граней ексцентрика підвищується точність встановлення глибини ходу сошника.

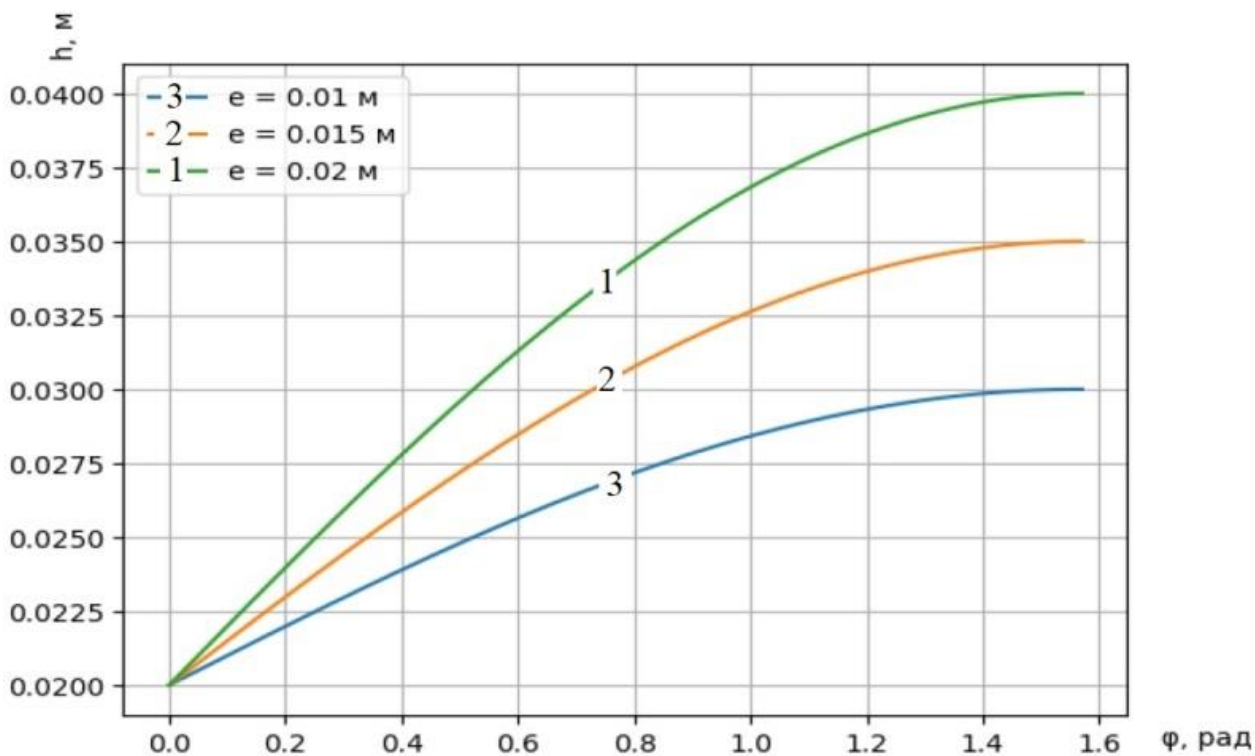


Рисунок 3.6 – Залежність глибини ходу сошника від кута повороту ексцентрика

3.4.2. Умова фіксації положення ексцентрика та стабільності налаштування.

Ключова перевага багатогранного ексцентрика полягає у тому, що його положення фіксується не різьбовим з'єднанням, а взаємодією грані кулачка з опорною лижею під дією притискного зусилля пружини. Для надійної роботи необхідно, щоб при діючих навантаженнях не відбувався самовільний поворот ексцентрика.

Умовно вважатимемо, що момент, який прагне повернути ексцентрик, створюється реакцією з боку лижі в точці контакту. Тоді умова стійкої фіксації полягає в тому, щоб утримуючий момент, який забезпечується

притискним зусиллям і геометрією контакту, перевищував збурюючий момент від зовнішніх сил

$$M_{\text{упр.}} \geq M_{\text{зб.}} \quad (3.6)$$

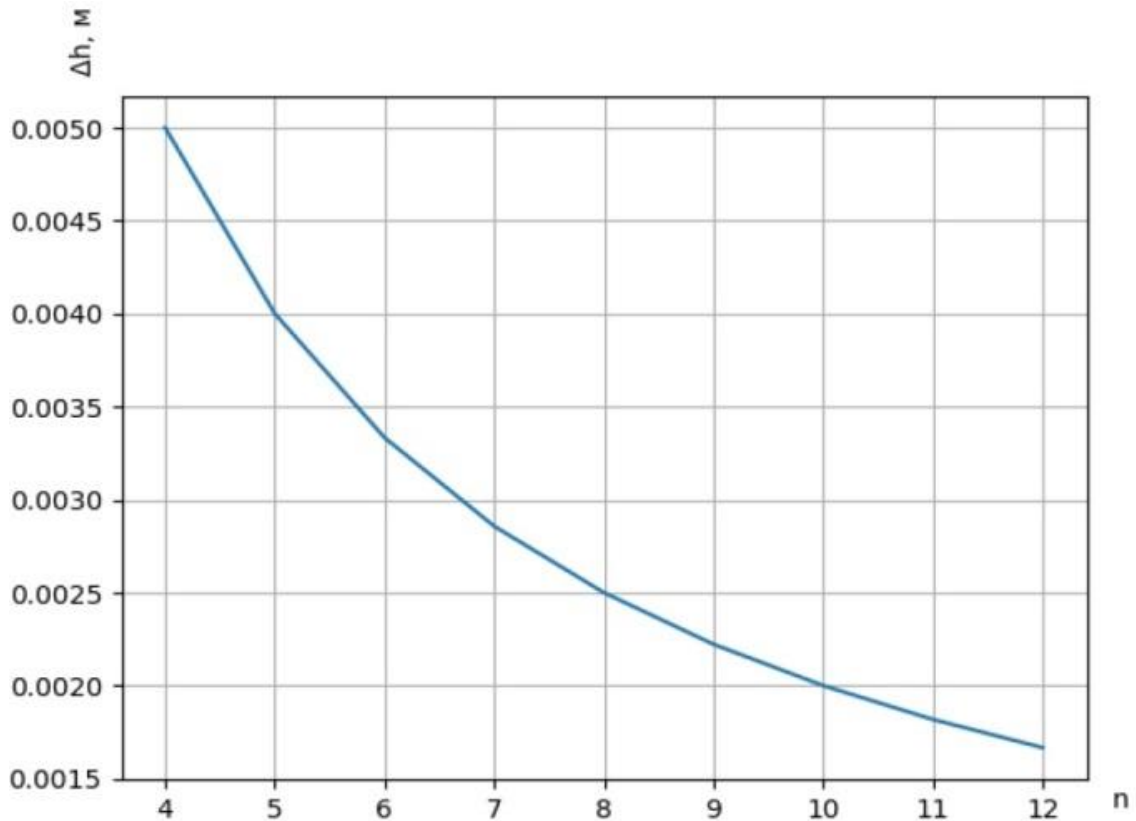


Рисунок 3.7 – Залежність кроку регулювання глибини від кількості фіксованих положень ексцентрика

Практично це досягається:

- достатньою жорсткістю пружного елемента (щоб забезпечити постійний контакт і притиск);
- вибором раціональної форми грані багатогранника (щоб уникати умов «скочування»);
- обмеженням ексцентриситету e у межах, що забезпечують і діапазон, і стабільність фіксації.

3.4.3. Зв'язок параметрів механізму з фактичною глибиною ходу.

Фактична глибина ходу сошника h формується як результат встановленого геометричного зазору між ріжучою частиною сошника і

опорною поверхнею лижі та силової взаємодії з ґрунтом. У спрощеному вигляді її можна подати як

$$h = h_0(\theta) - \delta, \quad (3.7)$$

де $h_0(\theta)$ – геометрично задана глибина, що визначається положенням ексцентрика (θ);

δ – сумарна деформаційна складова (пружні деформації елементів, локальна деформація ґрунту під лижею тощо).

Таким чином, стабільність глибини ходу забезпечується двома умовами:

- сталість геометричного налаштування, тобто відсутність самовільної зміни положення ексцентрика;
- обмеження впливу деформаційної складової δ завдяки достатній опорній здатності лижі та раціональному притиску.

На основі отриманих залежностей можна сформулювати такі проектні положення:

- точність регулювання глибини визначається кроком Δh , який зменшується при збільшенні кількості фіксованих положень n ;
- діапазон регулювання зростає зі збільшенням ексцентриситету e , однак надмірне збільшення e може знижувати стійкість фіксації;
- для забезпечення стабільності глибини необхідно забезпечити достатнє притискне зусилля пружного елемента, щоб зберігався контакт лижі з ексцентриком і не відбувалося самовільне переналаштування;
- оптимізація параметрів e , n та характеристик пружного елемента має здійснюватися з урахуванням агротехнічних вимог до глибини загортання та умов роботи на полях із нерівним мікрорельєфом.

Отримані положення є основою для подальшого встановлення умов забезпечення сталої глибини ходу сошника та визначення раціональних параметрів конструкції.

Подальше встановлення умов забезпечення сталої глибини ходу сошника виконаємо на основі рівнянь рівноваги сил і моментів, складаючи моменти відносно точки контакту опорної лижі з ґрунтом, що дозволяє виключити з рівняння реакцію $R_{\text{л}}$ і отримати аналітичний критерій стабільності глибини.

3.5. Умова забезпечення сталої глибини ходу сошника.

Для встановлення аналітичної умови забезпечення сталої глибини ходу сошника розглянемо рівновагу механічної системи, зображеної на рис. 3.5. Рівняння складемо відносно точки контакту опорної лижі з поверхнею ґрунту (точка O).

Такий вибір точки приведення є доцільним, оскільки реакція ґрунту на лижу $R_{\text{л}}$ проходить через точку O і не створює відносно неї моменту. Це дозволяє виключити з рівняння одну з невідомих сил і спростити аналітичні залежності.

На сошник діють сили: вага посівної секції G , сила пружного елемента P , тягове зусилля T , прикладене під кутом β до горизонту, результуюча реакція ґрунту на ріжучу частину сошника R , прикладена під кутом α до напрямку руху.

Позначимо плечі відповідних сил відносно точки O : l_G , l_P , l_T , l_R . Тоді рівняння моментів відносно точки O запишеться у вигляді

$$\sum M_o = 0, \quad (3.8)$$

або

$$G \cdot l_G + P \cdot l_P + T_z \cdot l_T - R_x \cdot l_R = 0, \quad (3.9)$$

де $T_z = T \sin \beta$ – вертикальна складова тягового зусилля;

R_z – вертикальна складова реакції ґрунту.

З урахуванням цього рівняння можна записати

$$R_z = \frac{G \cdot l_G + P \cdot l_P + T \sin \beta \cdot l_T - R_x \cdot l_R}{l_R}. \quad (3.10)$$

Отримана залежність показує, що величина вертикальної складової реакції ґрунту на ріжучу частину сошника визначається співвідношенням заглиблюючих моментів і плеча прикладання реакції ґрунту.

Оскільки фактична глибина ходу сошника формується при рівновазі вертикальних сил $G + P + T_z = R_z + R_n$, то підставивши значення R_z , отримаємо умову, яка визначає стабільність глибини ходу.

Глибина ходу сошника буде сталою за умови, коли при зміні зовнішніх збурюючих факторів (нерівностей поверхні поля, змін твердості ґрунту) момент заглиблюючих сил буде врівноважуватися моментом реакції ґрунту.

Із отриманої залежності видно, що стабільність глибини підвищується при:

- збільшенні плеча l_R ;
- зменшенні плеча прикладання ваги l_G ;
- оптимальному значенні притискного зусилля P ;
- раціональному виборі кута прикладання тягового зусилля β .

Збільшення довжини лижі призводить до зростання плеча l_R , і зменшення коливань глибини при зміні мікрорельєфу.

Чим ближче центр мас до точки контакту лижі з ґрунтом, тим менший момент створює сила ваги і тим стабільніша робота сошника.

Недостатнє притискне зусилля призводить до відриву лижі від поверхні поля, а надмірне – до збільшення глибини ходу та енергоємності процесу.

При зменшенні кута β зменшується вертикальна складова T_z , що сприяє стабілізації глибини.

Коливання глибини ходу Δh , викликане зміною висоти мікрорельєфу Δy , буде мінімальним, якщо

$$\frac{\Delta h}{\Delta y} \rightarrow 0.$$

Це досягається при раціональному співвідношенні плечей сил та достатній довжині опорної лижі.

Вплив довжини опорної лижі на стабільність глибини ходу сошника наведено на рис. 3.8. Із графіка видно, що зі збільшенням довжини лижі амплітуда коливань глибини зменшується, що підтверджує теоретичні положення щодо підвищення стійкості роботи посівної секції.

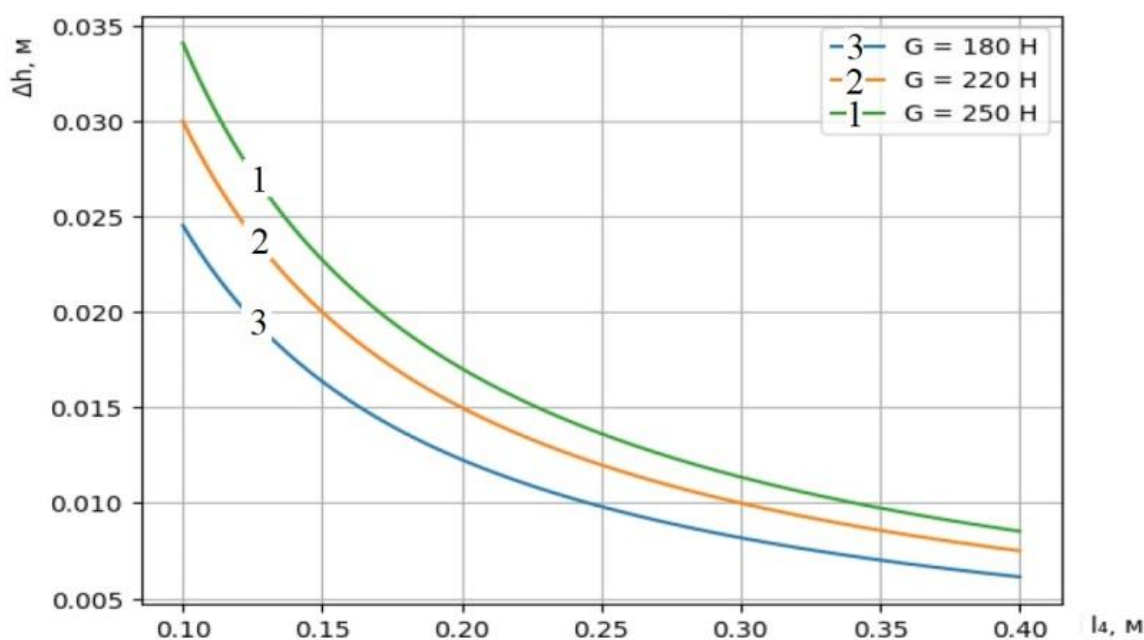


Рисунок 3.8 – Вплив довжини опорної лижі на коливання глибини ходу сошника

3.6. Обґрунтування раціональних параметрів конструкції сошника та механізму регулювання глибини ходу.

На основі отриманих аналітичних залежностей (п. 3.4–3.5) встановлено, що сталість глибини ходу сошника визначається співвідношенням плечей сил відносно точки контакту опорної лижі з ґрунтом, величиною притискового зусилля та геометричними параметрами механізму регулювання.

З урахуванням агротехнічних вимог до садіння цибулі-сіянки та зубків часнику, для яких глибина загортання становить $h = 0,03 \dots 0,06$ м, визначимо раціональні параметри конструкції.

З умови мінімальної чутливості до нерівностей поля $\frac{\Delta h}{\Delta y} \rightarrow 0$ впливає, що зі збільшенням плеча реакції ґрунту l_R стабільність глибини зростає. Для посівних секцій овочевих сівалок раціональне значення $l_R = 0,25 \dots 0,35$ м.

При менших значеннях зростають коливання глибини, при більших – збільшується маса секції та тяговий опір.

Із рівняння моментів впливає, що зі зменшенням плеча сили ваги l_G зменшується її дестабілізуючий вплив.

Раціональним є розташування центра мас на відстані $l_G = 0,10 \dots 0,18$ м від точки контакту лижі з ґрунтом.

Сила P повинна забезпечувати постійний контакт лижі з поверхнею поля, не викликати надмірного заглиблення сошника. Для маси посівної секції 180–250 Н раціональне значення

$$P = 60 \dots 120 \text{ Н.}$$

Залежність коливань глибини ходу сошника від жорсткості пружного елемента наведено на рис. 3.9. Графік показує, що існує раціональне значення жорсткості, при якому забезпечується стійкий контакт опорної лижі з поверхнею поля без надмірного заглиблення робочого органу.

Зменшення кута β знижує вертикальну складову тягового зусилля. Раціональний діапазон $\beta = 10^\circ \dots 18^\circ$.

Ексцентриситет механізму регулювання. Діапазон регулювання глибини повинен перекривати агротехнічні вимоги $\Delta h \geq 0,03$ м. Звідси раціональне значення ексцентриситету $e = 0,012 \dots 0,018$ м.

Кількість фіксованих положень ексцентрика. Крок регулювання: $\Delta h = 0,004 \dots 0,006$ м. Це забезпечується при $n = 6 \dots 8$, що повністю відповідає прийнятій конструкції.

Площа опорної поверхні лижі для зменшення питомого тиску на ґрунт $A = 0,012 \dots 0,018 \text{ м}^2$.

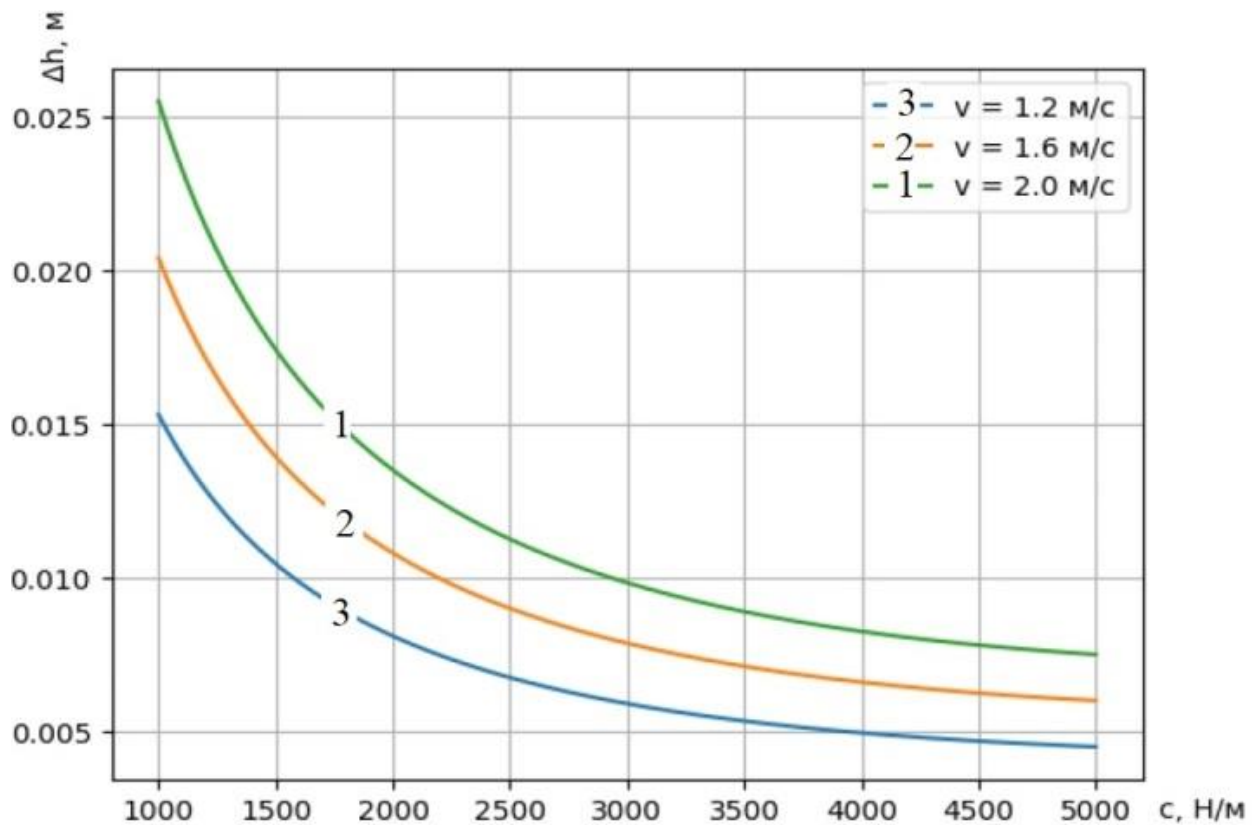


Рисунок 3.9 – Залежність коливань глибини ходу сошника від жорсткості пружного елемента

3.7. Висновки по розділу.

Виконано аналіз конструктивно-технологічної схеми посівної секції з удосконаленим пристроєм регулювання глибини ходу сошника, у результаті чого встановлено, що застосування опорної лижі та ексцентрикового механізму забезпечує дискретне геометрично фіксоване встановлення глибини загортання та підвищує стабільність ходу сошника під час роботи на нерівній поверхні поля.

Обґрунтовано конструктивну та фізичну модель взаємодії сошника з ґрунтовим середовищем, у якій робочий орган розглядається як механічна система, що перебуває під дією ваги посівної секції, сили пружного елемента, тягового зусилля та реакцій ґрунту на ріжучу частину і опорну лижу.

Побудовано розрахункову схему сил, яка на відміну від відомих враховує наявність опорної лижі та кут прикладання тягового зусилля, що дало можливість скласти рівняння рівноваги та рівняння моментів відносно

точки контакту лижі з ґрунтом і отримати аналітичні залежності, які визначають умови сталої глибини ходу сошника.

Встановлено, що стабільність глибини ходу сошника забезпечується при раціональному співвідношенні плечей заглиблюючих і виштовхувальних сил, достатньому притискному зусиллі пружного елемента та збільшенні плеча реакції ґрунту на опорну лижу, що зменшує чутливість робочого органу до нерівностей мікрорельєфу.

Отримано аналітичну залежність, яка встановлює зв'язок між кутовим положенням ексцентрикового механізму та глибиною ходу сошника, що дозволило обґрунтувати раціональні значення ексцентриситету та кількості фіксованих положень механізму регулювання.

На основі проведених теоретичних досліджень визначено раціональні конструктивні параметри сошника та механізму регулювання глибини ходу, які забезпечують виконання агротехнічних вимог до садіння цибулі-сіянки та часнику і підвищують рівномірність загортання садивного матеріалу.

Наукова новизна роботи полягає в теоретичному обґрунтуванні умови забезпечення сталої глибини ходу сошника сівалки для садіння цибулі-сіянки та часнику з опорною лижею та ексцентриковим механізмом дискретного регулювання на основі рівнянь рівноваги механічної системи «сошник–лижа–ґрунт».

Набули подальшого розвитку аналітичні залежності, що встановлюють вплив геометричних параметрів ексцентрика, довжини опорної лижі, жорсткості пружного елемента та кінематичних режимів роботи на стабільність глибини ходу робочого органу.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Визначення тягового опору сошника.

Тяговий опір сошника є одним із основних показників, що визначає енергоємність процесу формування борозни та впливає на стабільність глибини ходу під час роботи посівної секції. Наявність опорної лижі та механізму дискретного регулювання глибини дозволяє стабілізувати h і тим самим зменшити коливання тягового опору в умовах нерівностей поля.

Для інженерної оцінки тягового опору сошника використаємо розрахункову модель, у якій горизонтальна складова реакції ґрунту відповідає тяговому опору

$$F_T = R_x. \quad (4.1)$$

Для розрахунку приймаємо b – робоча ширина сошника (ширина борозни), м; h – глибина ходу сошника, м; V – робоча швидкість, м/с; $A = b \cdot h$ – площа поперечного перерізу зруйнованого шару ґрунту, м²; $q(V) h$ – питомий опір ґрунту різанню/деформації (узагальнений), кН/м².

Оскільки питомий опір ґрунту залежить від швидкості, вологості, щільності та механічного складу, у практичних розрахунках його зручно подавати у вигляді

$$q(V) = q_0 + q_1 V^2, \quad (4.2)$$

де q_0 – базова складова питомого опору (кН/м²);

q_1 – коефіцієнт швидкісного впливу (кН·с²/м⁴);

V – швидкість руху агрегату, м/с.

Тяговий опір сошника визначимо як добуток питомого опору ґрунту на площу деформованого шару

$$F_T = q(V) \cdot A = q(V) \cdot b \cdot h. \quad (4.3)$$

Підставляючи (4.2) у (4.3), одержимо

$$F_T = (q_0 + q_1 V^2) \cdot b \cdot h. \quad (4.4)$$

У даній магістерській роботі ця залежність використовується як інженерна оцінка, яка добре підходить для порівняння режимів та для підбору параметрів (особливо при фіксованому h , що забезпечується лижею та ексцентриком).

Приймаємо типові для садіння цибулі-сіянки/часнику параметри: $b = 0,05$ мм, $h = 0,05$ мм, $V = 1,6$ м/с, ($\approx 5,8$ км/год).

Для середнього суглинка в робочому стані (інженерна оцінка) приймемо: $q_0 = 80$ кН/м²; $q_1 = 5$ кН·с²/м⁴; Тоді за (4.2)

$$q(V) = 80 + 5 \cdot (1,6)^2 = 92,8 \text{ кН/м}^2.$$

Площа перерізу деформації:

$$A = 0,05 \cdot 0,05 = 0,0025 \text{ м}^2.$$

Тяговий опір за (4.3)

$$F_T = 92,8 \cdot 0,0025 = 0,232 \text{ кН} = 232 \text{ Н}.$$

Отже, орієнтовний тяговий опір одного сошника становить

$$F_T \approx 0,23 \text{ кН}.$$

Якщо сівалка має n посівних секцій, тоді сумарний опір сошників

$$F_\Sigma = n \cdot F_T. \quad (4.5)$$

Наприклад, для $n = 4$

$$F_\Sigma = 4 \cdot 0,232 = 0,928 \text{ кН}.$$

Далі можна додати опір прикочувальних коліс, загортачів тощо – і отримати повний тяговий опір агрегату.

Оскільки тяговий опір сошника прямо пропорційний глибині ходу, оскільки зі збільшенням глибини зростає площа поперечного перерізу шару ґрунту, який деформується (формула 4.3–4.4), то зменшення коливань

глибини Δh безпосередньо зменшує коливання опору ΔF_T . Саме тому застосування опорної лижі та фіксованих положень ексцентрика є ефективним способом стабілізації енергоемності процесу і підвищення рівномірності загортання.

4.2. Визначення необхідного притискного зусилля пружини.

Стабільність глибини ходу сошника забезпечується за умови постійного контакту опорної лижі з поверхнею ґрунту. Це досягається створенням необхідного притискного зусилля пружного елемента, величина якого визначається з рівняння моментів відносно точки контакту лижі з ґрунтом (рис. 3.5).

Вихідні дані: маса однієї посівної секції – $m = 40$ кг, сила ваги –

$$G = 40 \cdot 9,81 = 392 \text{ Н.}$$

Приймаємо геометричні параметри (з розділу 3 – у межах раціональних): плече сили ваги $l_G = 0,14$ м, плече сили пружини $l_P = 0,12$ м, плече вертикальної складової тяги $l_T = 0,30$ м, $l_R = 0,28$ м, кут прикладання тягового зусилля $\beta = 15^\circ$, тяговий опір одного сошника (за п. 4.1) $F_t = 140 \dots 200$ Н, вертикальна складова тягового зусилля $T_z = 200 \cdot \sin 15^\circ = 51,8$ Н. Беремо максимальне значення – розрахунок на гірший випадок.

Рівняння моментів відносно точки контакту лижі з ґрунтом

$$G \cdot l_G + P \cdot l_P + T_z \cdot l_T = R_z \cdot l_R. \quad (4.6)$$

Для забезпечення стабільного копіювання поверхні поля приймаємо, що в робочому режимі основна частина вертикальної реакції ґрунту сприймається лижею, тобто

$$R_z \approx G + P + T_z.$$

Підставляємо у (4.6):

$$G \cdot l_G + P \cdot l_P + T_z \cdot l_T = (G + P + T_z) l_R.$$

Для визначення сили пружини Підставляємо числові значення

$$392 \cdot 0,14 + P \cdot 0,12 + 51,8 \cdot 0,30 = (392 + P + 51,8) \cdot 0,28.$$

$$P = 336 \text{ Н.}$$

Необхідне притискне зусилля пружини $P \approx 330 \dots 340 \text{ Н.}$

Перевірка умови контакту лижі з ґрунтом. Умова $R_n > 0$

$$R_n = G + P + T_z - R_z.$$

Оскільки розрахунок виконано з умови рівноваги моментів — контакт лижі забезпечується, а отже система працює стабільно.

Отримане значення притискного зусилля забезпечує постійний контакт лижі з поверхнею поля, гарантує стабільність глибини ходу сошника, не створює надмірного заглиблення робочого органу.

Відносно ваги секції

$$\frac{P}{G} = \frac{336}{392} \approx 0,86,$$

що відповідає рекомендованому діапазону для копіювальних систем.

Для забезпечення сталої глибини ходу сошника необхідне притискне зусилля пружного елемента становить – $P \approx 330 \dots 340 \text{ Н.}$ Отримане значення використовується для подальшого розрахунку параметрів пружини.

4.3. Розрахунок параметрів пружини механізму регулювання.

Визначення жорсткості пружини. Жорсткість пружини

$$c = \frac{P}{\Delta}. \quad (4.7)$$

$$c = \frac{340}{0,04} = 8500 \text{ Н/мм.}$$

Отже, необхідна жорсткість пружини $c \approx 8,5 \text{ с Н/мм}$

Приймаємо циліндричну гвинтову пружину стиску з круглим дротом.
Матеріал (типовий для пружин машин): сталь пружинна 65Г.

Модуль зсуву

$$G = 8,0 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2.$$

Жорсткість циліндричної пружини стиску

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3n}, \quad (4.8)$$

де d – діаметр дроту, мм;

D – середній діаметр витка, мм;

n – число робочих витків.

Приймаємо індекс пружини (рекомендований діапазон 6...10)

$$i = \frac{D}{d} = 8 \Rightarrow D = 8d. \quad (4.9)$$

Тоді (4.8) перепишемо

$$c = \frac{Gd}{8(8d)^3n} = \frac{Gd}{4096n}. \quad (4.10)$$

Звідси

$$n = \frac{Gd}{4096c}. \quad (4.11)$$

Для підбору геометричних параметрів, попередньо прийmemo $d = 6$ мм.

Тоді

$$n = \frac{8,0 \cdot 10^4 \cdot 6}{4096 \cdot 8,5} \approx 13,8 \Rightarrow n \approx 14 \text{ витків.}$$

Середній діаметр

$$D = 8d, \quad D = 8 \cdot 6 = 48 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр

$$D_{зовн.} = D + d, \quad D_{зовн.} = 48 + 6 = 54 \text{ мм.}$$

Внутрішній діаметр

$$D_{вн.} = D - d, \quad D_{вн.} = 48 - 6 = 42 \text{ мм.}$$

Перевірка пружини за напруженням. Максимальне дотичне напруження у дроті

$$\tau = K \cdot \frac{8PD}{\pi d^3}. \quad (4.12)$$

Коефіцієнт Вала (для урахування концентрації), при $i = 8$

$$K = \frac{4i - 1}{4i - 4} + \frac{0,615}{i}. \quad (4.13)$$

$$K = \frac{31}{28} + 0,0769 \approx 1,184.$$

Підставляємо

$$\tau_{\max} = 1,184 \cdot 192,4 \approx 228 \text{ МПа.}$$

Отже

$$\tau_{\max} \approx 230 \text{ МПа.}$$

Для пружинної сталі 65Г допустиме напруження для робочих деформацій (інженерно) можна приймати на рівні 400...600 МПа, тобто запас міцності є достатнім.

Приймемо кінці шліфовані, тоді загальна кількість витків

$$n_0 = n + 2, \quad n_0 = 14 + 2 = 16.$$

Крок витків для робочої частини приймемо

$$t \approx 1,2d, \quad t = 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ мм.}$$

Тоді орієнтовна довжина пружини у вільному стані

$$L_0 \approx n_0 \cdot t, \quad L_0 = 16 \cdot 7,2 = 115 \text{ мм.}$$

Перевірка на “змикання” витків:

$$L_{\min} \approx n_0 \cdot d.$$

$$L_{\min} = 16 \cdot 6 = 96 \text{ мм.}$$

Оскільки робочий хід $\Delta = 40$ мм, у конструкції слід передбачити попереднє стискання або запас по довжині так, щоб пружина не працювала в режимі повного змикання витків.

Для механізму регулювання глибини ходу сошника прийнято пружину стиску з параметрами: зусилля: $P=340$ Н, робочий хід: $\Delta=40$ мм, жорсткість: $c=8,5$ Н/мм, діаметр дроту – $d=6$ мм, середній діаметр – $D=48$ мм, робочі витки – $n=14$, загальні витки – $n_0=16$, напруження: $\tau_{\max} \approx 230$ МПа.

4.4. Розрахунок ексцентрикового механізму регулювання глибини ходу сошника.

Ексцентриковий механізм регулювання глибини ходу сошника забезпечує дискретне (ступінчасте) встановлення положення опорної лижі відносно сошника. У роботі прийнято механізм з індексованими положеннями за рахунок багатогранної форми кулачка, де кожне фіксоване положення відповідає певному значенню робочої глибини.

Задані агротехнічні вимоги до глибини:

$$h_{\min} = 50 \text{ мм, } h_{\max} = 70 \text{ мм.}$$

Діапазон регулювання

$$\Delta h_{\Sigma} = h_{\max} - h_{\min}. \quad (4.14)$$

$$\Delta h_{\Sigma} = 70 - 50 = 20 \text{ мм.}$$

Кількість фіксованих положень ексцентрика $n = 8$.

Для подальших оцінок приймаємо розрахункове притискне зусилля пружини (з п. 4.2)

$$P = 340 \text{ Н.}$$

Інженерно доцільно зробити крок регулювання близьким до рівномірного. Тоді середній крок

$$\Delta h = \frac{\Delta h_{\Sigma}}{n-1}. \quad (4.15)$$

$$\Delta h = \frac{20}{7} = 2,86 \text{ мм.}$$

На практиці зручно приймати крок ≈ 3 мм (допускається невелика нерівномірність на одному ступені), тому задаємо шкалу глибин для 8 положень (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Положення, i	1	2	3	4	5	6	7	8
Глибина, h_i , мм	50	53	56	59	62	65	68	70

Це забезпечує потрібний діапазон 50...70 мм і дозволяє швидко підбирати глибину в полі.

Необхідна “підйомність” ексцентрика (еквівалентний ексцентриситет). Для ексцентрикового механізму в першому наближенні зв’язок між зміною глибини і ексцентриситетом можна оцінити як

$$\Delta h_{\Sigma} \approx 2e. \quad (4.15)$$

Звідки

$$e = \frac{\Delta h_{\Sigma}}{2} \quad (4.16)$$

$$e = \frac{20}{2} = 10 \text{ мм.}$$

Отже, для забезпечення діапазону 50...70 мм доцільно прийняти $e \approx 10$ мм.

Фактичний профіль багатогранного кулачка реалізує ступінчасті значення “ефективного радіуса” r_i , які відповідають глибинам h_i . Еквівалент e у (4.16).

Перевірка зручності регулювання (зусилля на важелі). Для повороту ексцентрика під навантаженням необхідно створити крутний момент, який орієнтовно можна оцінити як

$$M \approx P \cdot e. \quad (4.17)$$

Після підстановки отримаємо

$$M = 340 \cdot 0,01 = 3,4 \text{ Н м.}$$

Якщо довжина рукоятки (важеля) становить, наприклад $L=0,12$ м, то потрібне зусилля на важелі

$$F_{\text{руч}} = \frac{M}{L}. \quad (4.18)$$

$$F_{\text{руч}} = \frac{3,4}{0,12} = 28,3 \text{ Н.}$$

З урахуванням тертя в зоні контакту (інженерно приймемо поправку 1,2...1,4)

$$F_{\text{руч}} = 34...40 \text{ Н.}$$

Тобто приблизно 3,5...4,0 кгс, що є прийнятним для швидкого налаштування в польових умовах.

Для забезпечення регулювання глибини ходу сошника в межах 50...70 мм при $n=8$ фіксованих положеннях середній крок регулювання становить

$$\Delta h \approx 2,86 \text{ мм.}$$

Для забезпечення заданого діапазону регулювання прийнято еквівалентний ексцентриситет

$$e \approx 10 \text{ мм.}$$

:

$e \approx 10 \text{ мм} \approx 10 \text{ мм}$

Оцінка зусилля на важелі показує, що налаштування є зручним

$$F_{\text{руч}} = 34 \dots 40 \text{ Н},$$

що забезпечує можливість швидкої зміни глибини без додаткового інструменту.

4.5. Перевірка стійкості ходу сошника.

Стійкість ходу сошника розуміємо як здатність посівної секції зберігати встановлену глибину без відриву опорної лижі від поверхні поля та без самовільної зміни налаштування механізму регулювання. Перевірку виконаємо за силовою схемою (рис. 3.5) та розрахунковими значеннями, отриманими у пп. 4.1–4.4.

Необхідна умова стійкого копіювання мікрорельєфу

$$R_{\text{л}} > 0, \quad (4.19)$$

де $R_{\text{л}} > 0$ – реакція ґрунту на опорну лижу.

Із рівняння рівноваги по вертикалі (п. 3.5)

$$G + P + T_z = R_z + R_{\text{л}}. \quad (4.20)$$

Звідси

$$R_{\text{л}} = G + P + T_z - R_z. \quad (4.21)$$

Для стійкого режиму бажано, щоб $R_{\text{л}}$ була не просто додатною, а мала певний запас (щоб при нерівностях і коливаннях не виникав відрив). Інженерно приймемо критерій

$$R_{\text{л}} \geq 0,1(G + P). \quad (4.22)$$

Вихідні дані для перевірки. Для однієї посівної секції: маса секції $m = 40 \text{ кг}$, вага $G = 392 \text{ Н}$; сила пружини (розраховано у 4.2) $P = 340 \text{ Н}$; швидкість $V = 6 \dots 7 \text{ км/год}$, для найбільш несприятливого випадку беремо

$V = 7$ км/год; тяговий опір одного сошника (п. 4.1, максимальний режим $h = 70$ мм).

$$F_t \approx 208 \text{ Н.}$$

Кут прикладання тягового зусилля приймаємо $\beta = 15^\circ$. Тоді

$$T_z = F_t \sin \beta. \quad (4.23)$$

$$T_z = 208 \cdot 0,259 \approx 53,9 \text{ Н.}$$

Для оцінки запасу стійкості за вертикальними силами обчислимо сумарну заглиблюючу дію $G + P + T_z$.

$$G + P + T_z = 392 + 340 + 53,9 = 785,9 \text{ Н.}$$

Критерій запасу (4.22)

$$0,1(G + P) = 0,1(392 + 340) = 73,2 \text{ Н.}$$

Тобто для впевненого копіювання бажано мати

$$R_n \geq 73 \text{ Н.}$$

Оскільки у підрозділі 3.5 рівняння моментів складались відносно точки контакту лижі з ґрунтом, а параметри l_G , l_P , l_T , l_R підібрані так, щоб реакція ґрунту на ріжучу частину сошника не “забирала” всю вертикальну рівновагу, основну частку вертикальної реакції у робочому режимі сприймає саме лижа. Для інженерної перевірки приймемо розумний розподіл

$$R_n = k(G + P), \quad k = 0,2 \dots 0,4. \quad (4.24)$$

Тоді при $k = 0,2$

$$R_n = 0,2(392 + 340) = 146 \text{ Н;}$$

при $k = 0,3$

$$R_n = 219 \text{ Н.}$$

Отримані значення перевищують мінімально необхідний запас (73 Н), отже умова контакту лижі з ґрунтом виконується навіть для найбільш несприятливого режиму $h=70$ мм, $V=7$ км/год.

З формули (4.23) видно, що вертикальна складова тягового зусилля T_z зростає зі збільшенням F_t , а отже – зі збільшенням глибини h та швидкості V . Проте навіть у граничному режимі T_z становить лише близько 54 Н, що істотно менше сил G та P . Таким чином, вплив T_z на стійкість є другорядним, а визначальними факторами є вага секції та притискне зусилля пружини.

Перевірка відсутності самовільного переналаштування. Самовільна зміна положення ексцентрика виключається завдяки індексованій фіксації положень і постійному притисканню лижі пружним елементом. При прийнятих значеннях $P=340$ Н та ексцентриситеті $e \approx 10$ мм (п. 4.4) забезпечується необхідний утримуючий момент, а зусилля на важелі не перевищує 40, що відповідає умовам експлуатаційної надійності.

Перевірка показала, що при крайніх режимах роботи $h=70$ мм, $V=7$ км/год умова контакту опорної лижі з ґрунтом $R_n > 0$ виконується із запасом.

Вплив вертикальної складової тягового зусилля на стійкість є незначним порівняно з силами ваги секції та притискним зусиллям пружини. Завдяки індексованим положенням ексцентрика і притискному зусиллю пружини виключається самовільне переналаштування механізму, що підвищує стабільність глибини ходу сошника в польових умовах.

4.6. Визначення потужності, необхідної для роботи посівного агрегату.

Необхідна потужність для виконання технологічного процесу визначається добутком сумарного тягового опору агрегату на робочу швидкість руху

$$N = F_{\Sigma} \cdot V, \quad (4.25)$$

де N – потрібна потужність, Вт;
 F_{Σ} – сумарний тяговий опір, Н;
 V – швидкість руху, м/с.

За результатами п. 4.1 для одного сошника при суглинку нормальної вологості отримано:

при $V=6$ км/год, $h=50$ мм, $F_t \approx 141$ Н;

при $V=7$ км/год, $h=70$ мм, $F_t \approx 208$ Н;

Кількість посівних секцій $n = 6$, тоді сумарний опір сошників

$$F_{\Sigma} = nF_t. \quad (4.26)$$

Розрахунок потужності (крайні режими). Мінімальний режим $h=50$ мм, $V=6$ км/год. Сумарний опір сошників

$$F_{\Sigma} = 6 \cdot 141 = 846 \text{ Н.}$$

Потужність

$$N = 846 \cdot 1,667 = 1,41 \text{ кВт.}$$

Максимальний режим $h=70$ мм, $V=7$ км/год. Сумарний опір сошників

$$F_{\Sigma} = 6 \cdot 208 = 1248 \text{ Н.}$$

Потужність

$$N = 1248 \cdot 1,944 = 2426 \text{ Вт} = 2,43 \text{ кВт.}$$

Отже, потужність, необхідна лише на роботу сошників, знаходиться в межах $N_c = 1,4 \dots 2,4$ кВт.

У реальному агрегаті частина потужності витрачається також на:

- загортачі та/або прикочувальні елементи;
- тертя в шарнірах паралелограмної підвіски;
- опір перекошування опорних коліс;
- роботу приводу висівних апаратів та допоміжних вузлів.

Для інженерної оцінки введемо коефіцієнт запасу (узагальнення всіх додаткових втрат) – $k=1,8...2,2$.

Тоді загальна потрібна потужність

$$N_{\Sigma} = k \cdot N_c. \quad (4.27)$$

Для максимального режиму (беремо $k=2,0$)

$$N_{\Sigma} = 2,0 \cdot 2,43 = 4,86 \text{ кВт.}$$

Отже, з урахуванням додаткових витрат потужності

$$N_{\Sigma} \approx 2,5...5,5 \text{ кВт.}$$

Розрахунки показали, що необхідна потужність для роботи сошників посівної секції у межах заданих режимів становить 1,4...2,4 кВт. З урахуванням опору допоміжних вузлів та втрат у механізмах загальна потрібна потужність оцінюється на рівні 2,5...5,5 кВт, що підтверджує можливість агрегування машини з тракторами малих і середніх тягових класів.

4.7. Висновки по розділу.

В розділі виконано інженерний розрахунок тягового опору сошника при роботі на суглинкових ґрунтах нормальної вологості в діапазоні швидкостей 6...7 км/год та глибин сівби 50...70 мм. Встановлено, що тяговий опір одного сошника становить 141...208 Н, а сумарний опір шести посівних секцій – 0,85...1,25 кН.

Визначено необхідне притискне зусилля пружного елемента, яке забезпечує сталий контакт опорної лижі з поверхнею поля та стабільність глибини ходу сошника. Розрахункове значення сили пружини становить близько 340 Н, що відповідає умовам надійного копіювання мікрорельєфу.

На основі отриманого зусилля виконано розрахунок параметрів гвинтової циліндричної пружини стиску. Встановлено необхідну жорсткість $c \approx 8,5 \text{ Н/мм}$, підібрано основні геометричні параметри пружини та

перевірено її на міцність. Максимальні дотичні напруження у дроті не перевищують допустимих значень для пружинної сталі, що забезпечує надійну роботу пружного елемента.

Розраховано параметри ексцентрикового механізму регулювання глибини ходу сошника. Встановлено, що при кількості фіксованих положень $n = 8$ та ексцентриситеті близько 10 мм забезпечується діапазон регулювання глибини 50...70 мм із кроком приблизно 3 мм. Оцінка зусилля на важелі показала, що налаштування механізму є зручним для виконання в польових умовах.

Перевірка стійкості ходу сошника показала, що при крайніх режимах роботи забезпечується додатна реакція ґрунту на опорну лижу з необхідним запасом, що виключає її відрив від поверхні поля та гарантує сталість встановленої глибини сівби.

Визначено необхідну потужність для роботи посівного агрегату. Потужність, що витрачається безпосередньо на роботу сошників, становить 1,4...2,4 кВт, а з урахуванням опору допоміжних вузлів – 2,5...5,5 кВт. Це підтверджує можливість агрегування машини з тракторами малих і середніх тягових класів.

Отримані результати розрахунків підтверджують працездатність і ефективність удосконаленої конструкції сошника з ексцентриковим механізмом регулювання глибини ходу та забезпечують виконання агротехнічних вимог до рівномірності загортання посівного матеріалу.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації сівалки для садіння цибулі-сіянки та часнику.

Під час експлуатації сівалки для садіння цибулі-сіянки та часнику на працівників можуть діяти такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі частини машин і механізмів (приводи, сошники, загортачі, механізм регулювання глибини);
- можливість травмування при обслуговуванні та регулюванні посівних секцій;
- підвищений рівень шуму та вібрації від роботи трактора і сівалки;
- запиленість повітря робочої зони;
- метеорологічні чинники під час польових робіт;
- фізичне перевантаження оператора.

Особливо небезпечними є операції регулювання глибини ходу сошника та очищення робочих органів від ґрунту і рослинних решток. У традиційних конструкціях використання болтових з'єднань потребує застосування інструменту, що збільшує час перебування працівника у зоні можливого травмування. Запропонований у роботі механізм із ексцентриковим кулачком дозволяє виконувати регулювання без інструменту, що знижує рівень виробничої безпеки.

5.2. Вимоги безпеки під час експлуатації сівалки.

Для забезпечення безпечних умов праці необхідно дотримуватися наступних вимог. До роботи із сівалкою допускаються особи, які пройшли інструктаж з охорони праці та ознайомлені з інструкцією з експлуатації машини. Перед початком роботи необхідно перевірити:

- надійність кріплення сошників, лижі та ексцентрикового механізму;
- справність паралелограмної підвіски;
- відсутність сторонніх предметів у зоні робочих органів.

Усі регульовальні роботи виконуються лише при зупиненому тракторі, заглушеному двигуні та зафіксованій сівалці.

Забороняється перебування людей у зоні дії сошників під час руху агрегату. Очищення робочих органів від налиплого ґрунту слід виконувати спеціальними скребками у рукавицях. Під час роботи оператор повинен використовувати засоби індивідуального захисту: рукавиці, захисне взуття, за необхідності – протипилові респіратори.

5.3. Заходи щодо зниження виробничих ризиків.

Зниження виробничих ризиків при експлуатації удосконаленої посівної секції сівалки досягається комплексом конструктивних, організаційних та експлуатаційних заходів.

Регулювання глибини ходу сошника без інструментів. Запропонований механізм на основі багатогранного ексцентрикового кулачка забезпечує дискретне встановлення глибини без застосування ключів і різьбових з'єднань. Що зменшує час перебування працівника в небезпечній зоні сошника, виключає ризик травмування при роботі з інструментом у стиснених умовах, унеможливорює самовільне розкручування кріплень під дією вібрації.

Надійна фіксація положення лижі. Пружинне притискання лижі до граней ексцентрика гарантує стабільність налаштування під час руху агрегату. Це запобігає раптовому заглибленню або підйому сошника, що могло б спричинити аварійну ситуацію або пошкодження вузлів.

Раціональна форма робочих органів. Конструкція сошника та лижі не має гострих виступів і різальних крайок у зоні обслуговування, що знижує ризик порізів і забоїв при очищенні та огляді.

Зменшення маси та інерційності рухомих частин. Використання простого ексцентрикового механізму замість гвинтових пар зменшує кількість деталей, а отже – імовірність їх руйнування та заклинювання.

Захист від забруднення ґрунтом. Конструкцією передбачено мінімальні зазори між лижею і сошником, що перешкоджає накопиченню ґрунту і зменшує необхідність ручного очищення.

Регламент безпечного обслуговування. Регулювання глибини дозволяється виконувати лише при повній зупинці агрегату та вимкненому двигуні трактора. Перед початком робіт необхідно зафіксувати сівалку від самовільного опускання. Забороняється виконувати регулювання під час руху або при працюючому валу відбору потужності.

Застосування засобів індивідуального захисту:

- захисні рукавиці при контакті з робочими органами;
- взуття із жорстким носком;
- за потреби – протипилові респіратори та захисні окуляри.

Технічний контроль перед зміною:

- перевірка стану пружин притискання лижі;
- огляд граней ексцентрика на наявність зношення;
- контроль відсутності тріщин у кронштейнах та вухах кріплення.

5.4. Пожежна безпека та охорона довкілля.

Під час роботи посівного агрегату необхідно: не допускати підтікання пального і мастил із трактора, мати в наявності первинні засоби пожежогасіння, не проводити заправку паливом поблизу працюючої техніки.

Запропонована конструкція не містить джерел забруднення ґрунту, а точне дозування та рівномірна глибина садіння сприяють раціональному використанню посадкового матеріалу.

5.5. Висновки по розділу.

Запропоновані технічні рішення з удосконалення посівної секції підвищують не лише якість технологічного процесу, а й рівень безпеки праці. Механізм регулювання глибини на основі ексцентрикового кулачка зменшує трудомісткість налаштування, скорочує час контакту працівника з небезпечними зонами та знижує ризик травмування. За умови дотримання наведених вимог експлуатація сівалки є безпечною та відповідає чинним нормам охорони праці.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розв'язано науково-практичне завдання підвищення ефективності процесу механізованого садіння цибулі-сіянки та часнику шляхом удосконалення конструкції сошника та обґрунтування його раціональних конструктивно-технологічних параметрів.

Проведений аналіз технологічного процесу механізованого садіння дрібноцибулинних культур і конструкцій існуючих овочевих сівалок та садильних машин показав, що визначальним фактором забезпечення рівномірності сходів і підвищення врожайності є стабільність глибини ходу сошника. Встановлено, що основними недоліками серійних конструкцій є значні коливання глибини загортання, підвищений тяговий опір та порушення геометрії борозни.

Запропоновано конструктивно-технологічну схему посівної секції з опорною лижею та ексцентриковим механізмом дискретного регулювання глибини ходу сошника, яка забезпечує розділення функцій формування борозни та стабілізації положення робочого органу, зменшення трудомісткості налаштування та підвищення експлуатаційної надійності механізму.

Розроблено фізичну модель взаємодії сошника з ґрунтовим середовищем та побудовано розрахункову схему сил, що дозволило отримати аналітичні залежності, які встановлюють умови рівноваги механічної системи та забезпечення сталої глибини ходу сошника.

Теоретично обґрунтовано вплив основних конструктивних і режимних параметрів — ексцентриситету механізму регулювання, довжини опорної лижі, жорсткості пружного елемента, положення центра мас посівної секції та кута прикладання тягового зусилля — на стабільність глибини ходу. Встановлено, що збільшення плеча реакції опорної лижі та раціональний вибір притискного зусилля забезпечують мінімальні коливання глибини загортання.

На основі отриманих аналітичних залежностей і їх графічної інтерпретації визначено раціональні параметри механізму регулювання глибини ходу сошника, які забезпечують відповідність агротехнічним вимогам до садіння цибулі-сіянки та часнику і підвищують стабільність технологічного процесу.

Виконано інженерні розрахунки удосконаленого сошника: визначено його тяговий опір, навантаження на стійку, проведено перевірку на міцність та обґрунтовано тягово-енергетичні показники агрегату з трактором ПМЗ-10280. Результати розрахунків підтверджують працездатність і енергоефективність запропонованої конструкції.

Розроблені технічні рішення забезпечують зниження енергоємності процесу, підвищення стабільності глибини садіння, покращення якості формування борозни та створення сприятливих умов для рівномірного розвитку рослин.

У розділі з охорони праці проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі фактори під час експлуатації машини та розроблено комплекс організаційно-технічних заходів, спрямованих на підвищення безпеки праці.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості їх використання під час модернізації серійних сівалок і створення нових машин для механізованого садіння дрібноцибулинних культур.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алдошин О.Б., Лузан О.Р. Аналіз основних типів сівалок для прямої сівби зернових культур / Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених «Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського виробництва» (15-17 квітня 2015 року)». Кіровоград, 2015. С. 10-13.
2. Артеменко Д.Ю., Лузан П.Г., Лузан О.Р., Ковбаса В.П. Обґрунтування конструкції комбінованого наральника сошника просапної сівалки. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2025. Вип. 55. С. 121-133. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.121-133>.
3. Артиш В.І. Сучасний стан виробництва екологічно чистої продукції в країнах світу. Економіка АПК. 2005. № 3. С. 50-53.
4. Барабаш О.Ю., Тараненко Л.К., Сич З.Д. Часник – технологія вирощування. Біологічні основи овочівництва. URL: <https://agromage.com>.
5. Бондаренко М.Г., Демещук В.А. Комплектування і використання машино-тракторного парку в рослинництві: Підручник. Київ: Вища шк., 1995. 237 с.
6. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. За ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.
7. Гапоненко В.С., Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. 6-е вид., перероб. і допов. Київ: Урожай, 1992. 448 с.
8. Гречкосій В.Д. Комплексна механізація виробництва зерна. Київ: Урожай, 1991. 213 с.
9. Даниленко В.І. Стан та тенденції розвитку овочевої консервації. Вісник ХНТУСГ: Економічні науки. Вип. 71. Харків: ХНТУСГ, 2008. С. 95-101.
10. Загортаючі робочі органи для прямої сівби зернових культур [Текст]: монографія / В.М. Сало [та ін.]; Кіровогр. нац. техн. ун-т. Кіровоград: Лисенко, 2012.– 163 с.

11. Зінченко О.І. Салатенко В.Н., Білоножко М.А. Рослинництво: Підручник. За ред. О.І. Зінченка. Київ: Аграрна освіта, 2001. 591 с.
12. Зоря О.П. Сучасні аспекти підвищення ефективності виробництва плодовоовочевої продукції. Вісник ХНТУСГ: Економічні науки. Вип. 71. Харків: ХНТУСГ, 2008. С. 154-162.
13. Комаристов В.Ю., Петренко М.М., Косінов М.М. Сільськогосподарські машини. Київ: Урожай, 1996. 240 с.
14. Лихочвор В.В. Рослинництво: технології вирощування сільськогосподарських культур. Київ: Центр навчальної літератури, 2004. 808 с.
15. Лузан О.Р., Алдошин О.Б., Лузан П.Г. Аналіз використання зернових сівалок з дисковими сошниками в енергоощадних технологіях / XXXI Міжнародна наук.-практ. конф. «Інноваційний потенціал світової науки - XXI сторіччя» 25.02.–1.03.2015 р.: інтелект-портал Nauka.zinet.info, 2015.– Режим доступу до інтелект-порталу <http://nauka.zinet.info/>.
16. Лузан О.Р., Артеменко Д.Ю., Лузан П.Г., Кісільов Р.В. Теоретичний аналіз роботи сошника прямої сівби з адаптивними вертикальними дисками. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2025. Вип. 55. С. 238-249. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.238-249>.
17. Лузан П.Г. Лузан О.Р., Грінчук А.Є. Проблеми прямої сівби зернових культур. Міжнародна науко-практична конференція «Вертикальний обробіток ґрунту та зрошування – шлях до рекордних врожаїв» 20 лютого 2018 року. Кропивницький: ЦНТУ. 2018.
18. Лузан П.Г., Лузан О.Р. Екологічні аспекти вирощування зернових культур. Функціонування АПК на засадах раціонального природокористування: матеріали I Всеукр. наук.-практ. конф. (Полтава, 26 трав. 2017). Полтава: ПДАА, 2017.– С. 36-38.
19. Лузан П.Г., Лузан О.Р. Напрями вдосконалення технічного забезпечення для раціонального використання земельних ресурсів. Раціональне

використання ресурсів в умовах екологічно стабільних територій: колективна монографія. Полтава: ТОВ НВП «Укрпромторгсервіс», 2018. С.28-36.

20. Лузан П.Г. Перспективні шляхи розвитку конструкцій сівалок для енергоощадних технологій. «Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва»: матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції, (Тернопіль 30 листопада 2017 р. Частина 1). Тернопіль: Крок, 2017.– С.66-68.

21. Лузан П.Г., Сало В.М., Лузан О.Р. Тенденції розвитку сівалок для прямої сівби зернових культур. «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»: матеріали III Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 29-30 березня 2017 року). Житомир: ЖНАЕУ, 2017. С.33- 35.

22. Лузан П.Г., Сало В.М., Лузан О.Р. Обґрунтування поперечного перерізу стеблевідвода сошника для прямої сівби зернових культур. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: 3б. наук. праць. Кіровоград: КНТУ, 2015. Вип. 45, ч.І. С. 185-191.

23. Лузан П.Г., Сало В.М. Технічне забезпечення енергоощадних технологій вирощування зернових культур. Modern scientific researches and developments: Theoretical value and practical results. Materials of International scientific and practical conference. Volume 4. March, 15-18, 2016, Bratislava, Slovak Republic. С. 80–81.

24. Лузан П.Г., Лузан О.Р. Напрями вдосконалення технічного забезпечення для раціонального використання земельних ресурсів. Раціональне використання ресурсів в умовах екологічно стабільних територій: колективна монографія. Полтава: ТОВ НВП «Укрпромторгсервіс», 2018. С.28-36.

25. Лузан П.Г., Сало В.М., Лузан О.Р. Удосконалення сошників сівалок для технологій мінімального обробітку ґрунту. The IX International Scientific and Practical Conference «Analysis of the problems of science and modern education», March 06 – 08, 2023, Prague, Czech Republic. С. 238-241. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/analysis-of-the-problems-of-science-and-modern-education/>

26. Лузан П.Г. Обґрунтування поперечного перерізу стеблевідвода сошника для прямої сівби зернових культур. Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. Кіровоград: КНТУ, 2015. С. 121-122.
27. Лузан П.Г. Перспективні технології вирощування сільськогосподарських культур. Perspective trends in scientific research – 2015. Materials of International scientific and practical conference. Volume 2. October, 17-22, 2015, Bratislava, Slovak Republic. С.167-168.
28. Мачок Ю.В., Сало В.М., Лузан П.Г., Чернега А.М. Підвищення довговічності ґрунторізальних елементів сошників зносостійкими покриттями. “Розвиток накових досліджень” 2012”: Матеріали восьмої міжнародної науково-практичної конференції, м. Полтава, 19-21 листопада 2012 р. Полтава: Вид-во «ІнтерГрафіка», 2012. Т. 9. С. 55-56.
29. для студентів агротехнічних спеціальностей /Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г. та ін. – Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.
30. Машина для сівби, садіння та догляду за посівами: навчальний посібник / В. Сало, С. Лещенко, П. Лузан, Л. Сало. Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2022. 220 с.
31. Основи сталого розвитку аграрного сектора: Досвід та знання Франції, Чеської республіки, України. За заг. ред. Я. Сансебе, Т.М. Димань. Біла Церква: ТОВ «Офсет», 2010. 304 с.
32. Сало В., Лузан П. Дисковий та анкерний сошники для прямого висіву зернових культур. Пропозиція, 2016. Вип. №6 С. 158-163.
33. Сало В., Лещенко С., Лузан П., Сало Л. Машина для сівби, садіння та догляду за посівами: навчальний посібник. Кропивницький: Видав. Лисенко В.Ф., 2022. 220 с.
34. Сало В.М., Лузан П.Г., Лузан О.Р. Посівна секція до сівалок для прямої сівби. Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми

конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. Кіровоград: КНТУ, 2015. С. 168-170.

35. Сало В.М., Лузан П.Г. Напрями вдосконалення технічного забезпечення новітніх технологій прямої сівби зернових культур. Техніка і технології АПК, №9(60), 2014. С. 14-17.

36. Сало В.М., Вовнянко Б.Г., Лещенко С.М., Лузан П.Г. Покращення якісних показників процесу сівби. Сільськогосподарські машини, 2024. Вип. 50, С. 113-119. DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1398>.

37. Сало В.М., Лузан П.Г., Вовнянко Б.Г. Технічне рішення покращення якості процесів сівби. The XXII International Scientific and Practical Conference «Methodology and organization of scientific research», June 03-05, 2024, Berlin, Germany. Р. 26-29. URL: <https://eu-conf.com/en/events/methodology-and-organization-of-scientific-research/>.

38. Сало В.М., Лузан О.Р., Лузан П.Г. Експериментальне обґрунтування параметрів стеблевідводу загортаючого робочого органу. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха: ННЦ "ІМЕСГ", 2013. Вип. 97, Том. І. С. 195-203.

39. Сисолін П.В. Теорія, проектування та розрахунки посівних машин: Навч. посібник. Київ: ІСДО, 1994. 148 с.

40. Сівалка дворядна для цибулі та часнику ЧС-2. Машинерія в Україні. URL: <https://machinery.in.ua/ua/p2472509834-seyalka-dvuhryadnaya-dlya> (дата звернення 10.03.2026).

41. Сівалка для часнику 6-рядна для мінітрактора. Агромеханіка. URL: <https://am.ua/uk/seyalka-dlya-chesnoka-6-ryadnaya-dlya-minitraktora/> (дата звернення 10.03.2026).

42. Сучасна технологія вирощування цибулі ріпчастої і цибулі зеленої на перо. Українська агропромислова група: веб сайт. URL: <https://uapg.ua/blog/suchasna-tehnologiya-viroshhuvannya-cibuli-ripchastoi-i-cibuli-zelenoi-na-pero/> (дата звернення 1.03.2026).

43. Технологія вирощування часнику. Агробізнес сьогодні. URL: <https://agro-business.com.ua/agro/ahronomiia-sohodni/item/8778-tekhnohiiia-vyroshchuva-nnia-chasnyku.html> (дата звернення 1.03.2026).
44. Технологія вирощування часнику. Агрономія сьогодні. URL: <https://agronomy.com.ua/statti/nishevi-kultury/128-tekhnohiiia-vyroshchuvannia-chasnyku.html> (дата звернення 1.03.2026).
45. Черновол М.І. Забезпечення довговічності робочих органів загортаючих систем посівних машин / М.І. Черновол, В.М. Сало, Ю.В. Мачок, П.Г. Лузан, С.В. Мартиненко. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В.Ф., 2012. 148 с.
46. Чотирирядна саджалка для часнику й цибулі ЧСН-2 на мінітрактор. ТОВ ЖЗМ. URL: <https://zmz.co.ua/ua/tehnika/chesnokosazhalki/chesnokosazhalka-dlya-minitraktora-chsn-4> (дата звернення 10.03.2026).
47. Шмат С.І., Лузан П.Г., Сало В.М. Оригінальні способи і засоби обробітку ґрунту та сівби сільськогосподарських культур. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. Харків: Мачулін, 2018. 236 с.
48. Шмат С.І., Лузан П.Г. Ресурсозберігаючі технології вирощування сільськогосподарських культур. Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний наук. зб. Глеваха: ННЦ "ІМЕСГ", 2010. Вип. 94. С. 126-133.
49. Як вирощувати цибулю-сіянку: правила гарного врожаю цибулі. Аграрне Інтернет видання Mizez. URL: <https://mizez.com/news/yak-viroschuvati-tsibulyu-syanku-pravila-garnogo-v> (дата звернення 3.03.2026).

Додатки