МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«___»_____ 2026 р.
Зав. кафедри _д.т.н., професор___
(науковий ступінь, вчене звання)
_____ __Володимир ДІДУР___
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Розробка конструкції модуля-приставки для переобладнання серійних просапних культиваторів під технологію Strip-Till»

Виконав: студент 3 курсу, групи 31к-ім
освітньої програми __бакалавра_____
спеціальності _208 «Агроінженерія»__
Сергій ПОПОВ
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Іван ЛІСОВИЙ___
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії
Освітня програма «Бакалавр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри
_____ Володимир ДІДУР
«___» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

ПОПОВУ Сергію Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка конструкції модуля-приставки для переобладнання серійних просапних культиваторів під технологію Strip-Till»
керівник роботи Лісовий І.О., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
" 08 " травня 2026 р. № 01-06/167
2. Строк подання студентом роботи 20.05.2026 р.
3. Вихідні дані до роботи: Наукові праці вітчизняних і зарубіжних вчених із землеробської механіки та промислової біоніки; технічні характеристики й експлуатаційна документація серійних комбінованих агрегатів Strip-Till та дискових очисників рядків; методики аналітичного розрахунку кінематики пасивних дискових систем і трохоїдальних траєкторій руху; матеріали скінченно-елементного (FEM) моделювання напружено-деформованого стану металоконструкцій; довідкові дані про фізико-механічні властивості задернілих агрофонів та характеристики довгостеблових рослинних решток.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
Вступ; науково-технічні передумови модернізації культиваторів шляхом інтеграції біонічних робочих органів Strip-Till; математичне моделювання та розрахунок конструкційних параметрів біонічного модуля з пружинним підтиском; охорона праці та забезпечення безпеки при експлуатації ґрунтообробних агрегатів; техніко-енергетична та економічна оцінка ефективності впровадження розробки; загальні висновки; список використаних джерел; додатки.
5. Ілюстративний матеріал: підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Едуард ПРОКОПЕНКО, доцент		

7. Дата видачі завдання 1 жовтня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	01.12.2025 р.	
2.	**Розділ 1.** Науково-технічні передумови модернізації культиваторів шляхом інтеграції біонічних робочих органів Strip-Till	25.12.2025 р.	
3.	**Розділ 2.** Математичне моделювання та розрахунок конструкційних параметрів біонічного модуля з пружинним підтиском	02.02.2026 р.	
4.	**Розділ 3.** Охорона праці та забезпечення безпеки при експлуатації ґрунтообробних агрегатів	01.04.2026 р.	
5.	**Розділ 4.** Техніко-енергетична та економічна оцінка ефективності впровадження розробки	05.05.2026 р.	
6.	Виконання ілюстративної частини роботи (підготовка креслень, графіків та візуалізацій моделювання)	11.05.2026 р.	
7	Представлення роботи керівнику на перевірку та остаточне оформлення записки	19.05.2026р.	

Студент _____ Сергій ПОПОВ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Іван ЛІСОВИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП 6

РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ МОДЕРНІЗАЦІЇ КУЛЬТИВАТОРІВ ШЛЯХОМ ІНТЕГРАЦІЇ БІОНІЧНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ STRIP-TILL 8

1.1 Ефективність локального смугового обробітку та аналіз причин кінематичного стопорення очисних дисків у задернілих умовах 8

1.2 Конструктивно-технологічні обмеження серійних просапних культиваторів при взаємодії з масивом рослинних решток 11

1.3 Системний аналіз компонувальних схем комбінованих секцій та передумови застосування біонічних форм в агроінженерії 13

1.4 Патентний огляд диск-ножових робочих систем із пружинним забезпеченням міжкомпонентного контакту 15

1.5 Обґрунтування концепції приставки з розширеним очисним диском та серпоподібним ножем біонічного профілю 17

Висновки до розділу 19

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ БІОНІЧНОГО МОДУЛЯ З ПРУЖИННИМ ПІДТИСКОМ 20

2.1 Обґрунтування структурної схеми паралелограмної підвіски приставки з гвинтовим талрепом регулювання 20

2.2 Математичне моделювання кінематики розширеного диска та визначення геометричних параметрів зубців для беззупинного кочення 22

2.3 Аналітичне дослідження процесу безкомпресійного різання ґрунту серпоподібним ножем біонічної форми 24

2.4 Обґрунтування силових характеристик піджимної пружини для забезпечення безперервного очисного контакту диска з ножем 26

2.5 Комп’ютерне FEM-моделювання напружено-деформованого стану носійної секції та кронштейна кріплення приставки 28

2.6 Розрахунок зварних вузлів та нарізних з'єднань елементів адаптації на міцність та витривалість 29
Висновки до розділу 30
РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ 32
3.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації модернізованого культиватора з модулем-приставкою 32
3.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов роботи модернізованого культиватора з модулем-приставкою 33
3.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи просапного культиватора, обладнаного модулем-приставкою Strip-Till 34
Висновки до розділу 35
РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБКИ 36
4.1 Оцінка операційно-технологічних показників роботи культиватора з розширеними дисковими очисниками рядків 36
4.2 Енергетичний аналіз та визначення балансу потужності секції з біонічним профілем ножа 37
4.3 Розрахунок показників економічної ефективності локальної модернізації наявного парку просапних машин 38
Висновки до розділу 39
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 40
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 41
ДОДАТКИ 46

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний стан розвитку вітчизняного агроінженерного комплексу характеризується активним пошуком та впровадженням вологозберігаючих та енергоефективних механізованих технологій обробітку ґрунту. Особливе місце серед них посідає технологія локального смугового розпушування (Strip-Till), яка забезпечує поєднання переваг класичної оранки та нульового обробітку. Історичний аналіз та сучасні тенденції поширення цього методу в Україні свідчать про його високу адаптивність до умов кліматичних змін і прогресуючого дефіциту грунтової вологи [3]. Смуговий обробіток є невід'ємною складовою частиною загальної системи сучасних інтенсивних технологій вирощування просапних культур [15].

Ефективність згаданої технології безпосередньо залежить від якості функціонування дискових очисників рядків, завдання яких полягає у видаленні пожнивних залишків попередника з лінії майбутнього висіву. Проте експлуатація серійних робочих органів у важких задернілих умовах або на полях із високою концентрацією товстостеблової мульчі супроводжується кінематичним стопоренням пасивних дисків, що призводить до згрібання матеріалу та порушення рівномірності глибини ходу [22]. Забезпечення стабільності параметрів обробленої технологічної смуги є критичним чинником як для польових культур, так і для практичних аспектів вирощування просапних овочів та картоплі [20]. Крім того, весняний досвід реалізації Strip-Till доводить, що найменші відхилення в якості очищення рядка від рослинного покриву призводять до зниження польової схожості насіння [18].

Усунення зазначених техніко-технологічних обмежень наявного парку просапних машин потребує створення автономних модулів-приставок із принципово новими робочими органами біонічного профілю, здатними функціонувати в режимі безкомпресійного ковзного різання з постійним механічним самоочищенням. Це обумовлює актуальність теми магістерської роботи, яка спрямована на обґрунтування конструктивно-кінематичних та

силових параметрів диск-ножового біонічного модуля з регульованим пружинним підтиском.

Мета дослідження. Підвищення технологічної надійності та зниження енергоємності процесу очищення технологічної смуги просапними культиваторами шляхом розробки та інтеграції автономного модуля-приставки з розширеним диском та серпоподібним ножем біонічного профілю.

Для досягнення поставленої мети визначено такі **завдання дослідження**:

Провести аналіз існуючих засобів реалізації технології Strip-Till, патентний огляд диск-ножових робочих систем та визначити причини кінематичного стопорення очисних елементів.

Виконати математичне моделювання кінематики розширеного очисного диска й обґрунтувати параметри логарифмічного контуру серпоподібного ножа для безкомпресійного різання.

Обґрунтувати структурну схему паралелограмної підвіски з гвинтовим талрепом та визначити силові характеристики піджимної пружини.

Провести комп'ютерне FEM-моделювання напружено-деформованого стану кронштейна адаптації та розрахувати міцність елементів секції.

Розробити організаційно-технічні заходи з охорони праці та виконати техніко-енергетичну й економічну оцінку ефективності впровадження розробки.

Об'єкт дослідження – технологічний процес безпідпірного ковзного різання рослинних решток, безкомпресійного руйнування дернини та копіювання мікрорельєфу поля робочими органами модернізованої секції культиватора.

Предмет дослідження – кінематичні, геометричні та силові закономірності взаємодії розширеного зубчастого диска та серпоподібного ножа логарифмічного профілю з грунтово-рослинним середовищем під дією тарованого пружинного притиску.

РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ МОДЕРНІЗАЦІЇ КУЛЬТИВАТОРІВ ШЛЯХОМ ІНТЕГРАЦІЇ БІОНІЧНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ STRIP-TILL

1.1 Ефективність локального смугового обробітку та аналіз причин кінематичного стопорення очисних дисків у задернілих умовах

Технологія локального смугового обробітку ґрунту (Strip-Till) розглядається в сучасній агроінженерній науці як один із найбільш перспективних напрямків мінімізації механічного впливу на ґрунтовий масив та адаптації землеробства до умов прогресуючого дефіциту вологи [2]. Концептуальна суть технології полягає у просторовому розділенні площі поля на дві функціональні зони: технологічну смугу шириною 15–25 см, яка піддається глибокому розпушуванню та очищенню від мульчі для формування якісного насіннєвого ложа, та необроблене міжряддя, що залишається покритим рослинними рештками для запобігання вітровій та водній ерозії [7]. Численні дослідження підтверджують, що параметри та якість формування цієї смуги суттєво впливають на поперечну рівномірність ґрунтового профілю, температурний режим посівного шару та динаміку появи сходів просапних культур [5]. Проте досягнення високої агротехнічної ефективності безпосередньо залежить від експлуатаційної надійності робочих органів, які здійснюють первинну підготовку зони рядка [20].

У світовій практиці енергозберігаючого землеробства технічна реалізація технології Strip-Till здійснюється як спеціалізованими комбінованими агрегатами, так і знімними модулями для переобладнання наявного парку машин [8]. Комплексний аналіз конструктивно-технологічних особливостей провідних технічних засобів, представлених на агротехнічному ринку України, наведено в таблиці 1.1 [1, 11, 12, 17, 25, 26].

Основним елементом секцій зазначених машин, що відповідає за підготовку зони майбутнього рядка, є дискові очисники рядка від рослинних решток (row cleaners) [10]. Їхнє головне завдання – повне видалення пожнивних

залишків попередника з лінії посіву для запобігання їхньому вдавлюванню в насіннєве ложе [27].

Таблиця 1.1 - Конструктивно-технологічні особливості технічних засобів для реалізації технології Strip-Till

Торгова марка та модель агрегату	**Тип конструктивного виконання**	**Функціональна орієнтація та особливості робочих органів**
«Hercules 6» (Велес-Агро)	Важкий комбінований агрегат	Глибоке розпушування із пошаровим внесенням мінеральних добрив [1]
«Yastrip» (Агрокаліна)	Секційний причіпний культиватор	Точний поінтервальний обробіток із налаштуванням міжрядь [11]
Steketee (Lemken)	Навісна високотехнологічна система	Міжрядний сервіс з оптичним позиціонуванням та механічним контролем бур'янів [12]
Bednar Matador MO	Широкозахватний посівний комплекс	Однопрохідний диск-ножовий обробіток з одночасним висівом культур [17]
Mzuri Pro-Til	Комбінований посівний комплекс	Реалізація однопрохідної технології (One-Pass) від обробітку до посіву [25, 26]

Незважаючи на конструкційну складність серійних очисників, досвід їхнього застосування у важких задернілих умовах, а також на полях із надмірною кількістю решток грубостеблових культур виявляє суттєві обмеження технологічної надійності [24]. Головною проблемою є раптова зупинка, проковзування та кінематичне стопорення очисних дисків, причини яких криються у фізико-механічних особливостях взаємодії робочих органів із середовищем [28]. Для забезпечення стабільного обертання пасивного очисного диска без проковзування повинна виконуватися кінематична умова безперервного кочення [4]:

$$M_{зч} > M_{оп}, \quad (1.1)$$

де Мзч – момент зчеплення диска з ґрунтовим фоном, Н·м; Моп – сумарний момент опору переміщенню та різанню рослинних решток, Н·м.

Величина моменту зчеплення очисного диска з основою описується виразом [4]:

$$M_{зч} = R_z \cdot \mu \cdot r_d, \tag{1.2}$$

де Rz – нормальна реакція ґрунту (притискне зусилля секції), Н; μ – коефіцієнт зчеплення робочої поверхні диска з ґрунтовим субстратом; rd – конструктивний радіус очисного диска, м.

При порушенні умов (1.1) та (1.2) виникають наступні деструктивні механізми:

Втрата зчеплення з ґрунтовим фоном (ефект «юзу»): Оскільки обертання пасивних дисків відбувається виключно за рахунок сил тертя, при переході через щільні валки соломи або на задернілих фонах диск втрачає контакт із твердою основою [28]. Сила опору Моп перевищує обертальний момент Мзч, що призводить до припинення чистого кочення і переходу диска в режим суцільного волочіння [4].

Ефект «вдавлювання» (hairpinning) замість перерізання: За умови недостатнього притискного зусилля Rz пасивний диск класичної форми не здатний перерізати міцні стебла чи коріння дернини [27]. Він вдавлює пружні рослинні залишки у вологий ґрунт, створюючи під собою органічну подушку, що викликає різке зростання тягового опору та ініціює миттєве стопорення обертання вузла [22].

Кінематичне заклинювання довгостебловими рештками: Під час руху машинно-тракторного агрегату по густому масиву пожнивних залишків стебла кукурудзи чи соняшнику схильні намотуватися на маточини робочих органів або затискатися у технологічних зазорах між суміжними дисками та нерухомими елементами рами секції [24]. За відсутності інтегрованих систем безперервного

механічного очищення затиснутий волокнистий матеріал пресується, утворюючи жорсткий клин, що повністю заклинює підшипниковий вузол [29].

Динамічна нестабільність та автоколивання секції: Процес взаємодії очисника з нерівномірним мікрорельєфом супроводжується високочастотними динамічними ударами [6]. При відсутності ефективних демпфуючих систем ці удари викликають вертикальні автоколивання секції, при яких нормальна сила реакції ґрунту Rz короткочасно падає до нуля, обертальний момент зникає, що призводить до циклічних зупинок диска та миттєвого забивання робочої зони [23].

Системний аналіз існуючих засобів реалізації Strip-Till доводить, що заклинювання та проковзування пасивних очисних дисків є прямим наслідком недосконалості їхньої геометричної форми, недостатньої адаптивності до зміни щільності рослинного покрову та відсутності механізмів стабілізації контактної взаємодії у зоні різання [13]. Це обґрунтовує необхідність пошуку нових геометричних конфігурацій та силових параметрів робочих органів, здатних забезпечити безперервне кочення та самоочищення в процесі роботи [21].

1.2 Конструктивно-технологічні обмеження серійних просапних культиваторів при взаємодії з масивом рослинних решток

Аналіз експлуатаційних показників широко розповсюджених серійних просапних культиваторів свідчить про їхню низьку адаптованість до роботи на полях із високим індексом покриття поверхні пожнивними рештками [4]. При переході на мінімальні та смугові технології обробітку ґрунту традиційні робочі органи (стрільчасті, розпушувальні та бритвені лапи) зазнають критичних технологічних відмов через невідповідність кінематичних та геометричних параметрів структурі масиву мульчі [12].

Основним конструктивним обмеженням серійних машин є геометрія підрамного простору та схема просторового розміщення секцій на несній рамній конструкції [21]. Величина агротехнічного просвіту більшості просапних

культиваторів класичної компоновки становить не більше 500...550 мм. При взаємодії з неперероблеными довгостебловими рештками попередника (зокрема кукурудзи чи соняшнику) цей простір швидко заповнюється рослинною масою, що призводить до утворення застійних зон та суцільного забивання агрегату [27]. Крім того, стандартна пружинно-паралелограмна підвіска робочих секцій не забезпечує необхідного притискного зусилля для утримання стабільної глибини ходу в умовах підвищеного опору ґрунту, внаслідок чого виникають шкідливі вертикальні автоколивання [5]. Основні кінематичні та конструктивні обмеження серійного обладнання, що лімітують його ефективність на задернілих та мульчованих агрофонах, наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Порівняльний аналіз конструктивно-технологічних обмежень серійних культиваторів

Конструктивний параметр / вузол	**Стандартні параметри серійних машин**	**Технологічне обмеження в умовах Strip-Till**	**Характер виникнення відмови та наслідки**
Агротехнічний просвіт рами	500...550 мм	Обмежена пропускна здатність підрамного простору [21]	Сгруджування рослинної маси, зупинка технологічного процесу
Механізм копіювання секції	Пасивна паралелограмна підвіска	Відсутність динамічного регулювання притиску [5]	Виглиблення робочих органів, нерівномірність глибини обробітку
Очисні та різальні елементи	Відсутні (застосовуються стандартні лапи)	Низька спроможність до безпідпірного різання решток [24]	Перетворення процесу різання на волочіння та згрібання мульчі
Міжсекційна відстань	700 мм (фіксована під рядковий посів)	Схильність до затискання грудок та стебел між гряділями	Механічне стопорення суміжних секцій, порушення стабільності ходу

Важливим аспектом є механізм взаємодії леза робочого органа з поодинокими та згрупованими стеблами. Для запобігання процесу загортання та накопичення рослинних залишків перед стійкою робочого органа необхідно забезпечити умови їхнього безперервного сковзання вздовж різальної кромки [28]. Згідно з положеннями землеробської механіки, кінематична умова безпідпірного сковзання матеріалу описується математичним виразом:

$$\theta < 90^\circ - \varphi \tag{1.3}$$

де θ– кут між дотичною до різальної кромки робочого органа та вектором швидкості руху машинно-тракторного агрегату, град.; φ – кут тертя рослинних решток об робочу поверхню леза, град.

У серійних просапних культиваторах конструктивний кут постановки крил стрільчастих лап та кути атаки додаткових дисків не задовольняють умову (1.3) при збільшенні швидкості руху агрегату понад 2,5...3,0 м/с або при підвищеній вологості мульчі, коли значення кута φ динамічно зростає [29]. Як наслідок, замість чистого різання та відведення решток убік міжряддя відбувається їхнє пресування, що ініціює заклинювання дискових систем та суттєво підвищує загальний тяговий опір машини [22]. Таким чином, адаптація наявного парку просапних культиваторів потребує повного перегляду геометрії очисних елементів та впровадження спеціалізованих модулів-приставок із біонічними параметрами робочих поверхонь.

1.3 Системний аналіз компонувальних схем комбінованих секцій та передумови застосування біонічних форм в агроінженерії

Ефективність функціонування комбінованих машин для смугового обробітку ґрунту безпосередньо визначається просторовим взаєморозміщенням та кінематичною взаємодією окремих робочих органів у межах єдиної технологічної секції [10]. Системний аналіз існуючих технічних рішень дозволяє

класифікувати компонувальні схеми за ступенем кінематичного зв'язку між елементами, послідовністю обробки субстрату та способом динамічної стабілізації робочих глибин [19]. Типова компонувальна схема сучасної секції Strip-Till базується на послідовній деградації структури ґрунтового масиву та рослинних решток, структуру якої винесено у додаток а (див. рисунок).

Головною проблемою жорстких послідовних схем є взаємний вплив сил опору, за якого динамічні збурення, що виникають при роботі глибокорозпушувальної стійки, транслюються через спільну раму на передні очисні диски, викликаючи їхнє миттєве виглиблення або проковзування [6]. Для забезпечення стабільності ходу та мінімізації енерговитрат секції, загальний момент сил відносно шарніра підвіски повинен задовольняти умову динамічної рівноваги, яка описується рівнянням:

$$P_{\text{pr}} \cdot l_1 - \sum_{i-1}^{n} R_{xi} \cdot h_i - G_s \cdot l_2 = 0 \tag{1.4}$$

де Ppr – зусилля динамічного піджиму пружинного механізму, Н; l_1 – плече дії притискного зусилля відносно головного шарніра підвіски, м; n – загальна кількість робочих органів у межах однієї секції, шт.; Rxi – тяговий опір і-го робочих органа (очисника, колтера, розпушувальної лапи), Н; hi – відстань від точки прикладання сили опору і-го робочого органа до лінії шарнірів рами, м; Gs – конструктивна вага модернізованої секції культиватора, Н; l_2 – відстань від центра мас секції до головного шарніра підвіски, м.

Аналіз отриманого рівняння (1.4) показує, що зниження коливань тягового опору Rxi є ключовим фактором стабілізації всієї динамічної системи агрегату. Традиційні методи оптимізації геометричних параметрів сталевих дисків та ножів у межах класичної евклідової геометрії практично вичерпали свій конструктивний потенціал. Перспективним інженерним напрямком вирішення цієї задачі є впровадження принципів промислової біоніки, що передбачає

копіювання морфологічних особливостей живих організмів, адаптованих до ефективного переміщення у щільних та задернілих середовищах [23].

Природні прототипи, до яких відносяться структури копальних органів комах *Gryllotalpa* та підземних ссавців *Talpa europaea*, володіють унікальними геометричними профілями різальних поверхонь, які мінімізують силу лобового опору та повністю виключають адгезію вологого ґрунту. Головною передумовою застосування біонічних форм у конструкції очисних модулів Strip-Till є перехід від лінійних кромкових контурів до криволінійних профілів змінної кривизни. Математично контур біонічного серпоподібного ножа, що моделює лінію різання природного прототипу, описується рівнянням логарифмічної спіралі у полярних координатах:

$$\rho(\varphi) = \rho_0 \cdot e^{\varphi \cdot \cot \alpha} \tag{1.5}$$

де ρ(φ)– поточний радіус-вектор точки контуру біонічного леза, м; ρ_0 – початковий радіус профілю при полярному куті φ= 0, м; e – основа натурального логарифма; φ– поточний полярний кут, рад; α– кут різання, визначений як кут між дотичною до контуру леза та його радіус-вектором, град.

Використання профілю, що задовольняє умову (1.5), гарантує сталість кута різання α в кожній точці контакту з рослинною рештою незалежно від поточного заглиблення модуля [4]. Це забезпечує стабільний перехід від процесу нормального зминання до процесу чистого ковзного різання, суттєво зменшуючи складову тягового опору Rxi та створюючи необхідні передумови для беззупинного функціонування очисного диска в задернілих умовах [4].

1.4 Патентний огляд диск-ножових робочих систем із пружинним забезпеченням міжкомпонентного контакту

Аналіз патентної документації та передових конструкторських рішень у галузі сільськогосподарського машинобудування показує, що провідні світові

виробники приділяють значну увагу розробці диск-ножових систем із керованим міжкомпонентним контактом [13]. Основна мета патентування таких механізмів полягає у забезпеченні стабільного ефекту самоочищення робочих органів та запобіганні кінематичному стопоренню дисків шляхом примусового зрізання або відведення рослинних решток, які потрапляють у зону маточини [24].

У патентній практиці провідних аграрних країн відомі конструкції очисників рядка (зокрема патенти брендів John Deere, Yetter та Dawn Equipment), де для очищення робочих дисків від налиплого ґрунту та стебел використовуються жорстко закріплені сталеві або полімерні скребки [27]. Проте їхнім суттєвим експлуатаційним недоліком є швидке абразивне зношування різальної кромки та утворення технологічного зазору між скребком і диском. У цей зазор під дією сил тиску набиваються волокнисті рештки, що призводить до пресування маси та повного стопорення дискової системи [16].

Сучасним етапом розвитку таких вузлів є патентні рішення з пружинним забезпеченням контакту між очисним диском і серпоподібним або лінійним ножем [28]. У таких конструкціях ніж притискається до бокової площини диска за допомогою кручених пружин стиснення або тарілчастих пружинних елементів. Це дозволяє автоматично компенсувати зношування деталей у процесі експлуатації та реалізувати постійний різальний рух за принципом ножиць. Для стабільного перерізання стебел без утворення зазору та розклинювання пари зусилля підтиску пружини Fsp повинно перевищувати осьову силу Pax, що виникає з боку защемленої рослинної маси [21].

Мінімальне необхідне зусилля попереднього стиснення пружини для забезпечення безперервного беззазорного контакту між диском та ножем визначається за залежністю:

$$F_{sp} = k_z \cdot \frac{P_{ax} \cdot (\sin\psi + f_1 \cdot \cos\psi)}{\cos\delta - f_2 \cdot \sin\delta} \tag{1.6}$$

де Fsp – зусилля підтиску пружини забезпечення контакту, Н; kz – коефіцієнт запасу надійності контактної взаємодії (kz = 1,2...1,4); Pax – осьова складова сили опору різанню рослинних решток, яка намагається віджати ніж від диска, Н; ψ– кут нахилу робочої фаски різальної кромки ножа, град.; δ – кут між віссю дії пружини та нормаллю до робочої площини диска, град.; f1 – коефіцієнт тертя рослинних решток об сталеву поверхню ножа; f2 – коефіцієнт тертя у направляючих елементах пружинного вузла.

Аналіз патентів на корисні моделі та винаходи, спрямовані на вдосконалення очисників технологічних смуг, показує тенденцію до інтеграції пружинних систем безпосередньо в тіло тримача ножа або в маточину диска [10]. Таке компонування захищає пружинний елемент від забивання ґрунтом та забезпечує рівномірний розподіл контактного тиску по всей довжині лінії дотику робочої пари «диск-ніж» [29]. Разом з тим, параметри жорсткості пружин у відомих патентах часто обґрунтовуються емпірично, без урахування динаміки зміни фізико-механічних властивостей задернілого ґрунтового тла, що зумовлює необхідність проведення подальших теоретичних та експериментальних досліджень.

1.5 Обґрунтування концепції приставки з розширеним очисним диском та серпоподібним ножем біонічного профілю

На основі системного аналізу існуючих конструктивно-технологічних обмежень серійних машин та патентного огляду диск-ножових систем обґрунтовано інженерну концепцію модернізації просапних культиваторів. Концепція полягає у створенні автономного модуля-приставки, ключовими елементами якого є розширений очисний диск із оптимізованим профілем зубців та нерухомий серпоподібний ніж, виконаний за контуром логарифмічної спіралі [4]. Взаємодія цих елементів у поєднанні з тарованим пружинним підтиском забезпечує перехід від енергоємного деформаційного вдавлювання рослинних решток до високоефективного процесу їх безпідпірного ковзного різання [24].

Перевагою пропонованої концепції є розширення робочої зони дискового очисника, що збільшує площу його контакту з ґрунтовим субстратом та гарантує стабільний обертальний момент навіть на щільній дернині [21]. Нерухомий ніж біонічного профілю встановлюється в одній просторовій площині з боковою поверхнею диска, утворюючи динамічну різальну пару. Функціонально-структурну схему взаємодії розширеного очисного диска та серпоподібного ножа біонічного профілю в межах розробленого модуля-приставки винесено у додаток А (див. рисунок А.2). Завдяки реалізації принципу «ножиць», рослинні рештки, що потрапляють у зону контакту, безперервно перерізаються, що повністю виключає їх намотування на маточину чи заклинювання дискового механізму [16].

Ефективність безпідпірного ковзного різання рослинних залишків біонічним лезом визначається співвідношенням нормальної та дотичної складових сили реакції різання. З урахуванням кінематики сковзання матеріалу вздовж логарифмічного контуру ножа, загальний опір смуговому різанню описується математичним виразом:

$$R_z = R_0 \cdot \frac{\cos\varphi}{\cos(\alpha - \varphi)} \tag{1.7}$$

де Rz – динамічний опір ковзному різанню рослинних решток біонічним ножем, Н; R0 – нормальний опір матеріалу прямому руйнуванню (рубаню), Н; α – кут сковзання (кут між дотичною до біонічного контуру леза та вектором швидкості переміщення решток), град.; φ – кут тертя рослинної маси об конструкційну сталь ножа, град.

Аналіз виразу (1.7) показує, що за умови виконання геометричної рівності α→φ, знаменник дробу наближається до одиниці, що мінімізує величину тягового опору Rz. Сталість кута α у кожній точці контакту біонічного ножа забезпечує рівномірний розподіл навантажень і виключає накопичення та пресування мульчі перед стійкою [23]. Таким чином, обґрунтована концепція диск-ножового модуля

з розширеним профілем та пружинним механічмом забезпечує технологічну надійність процесу очищення технологічної смуги, стабільність кочення дискових систем та суттєве зниження загальних енерговитрат модернізованого культиватора Strip-Till [2].

Висновки до розділу

Кінематичне стопорення пасивних очисних елементів на задернілих фонах є наслідком дефіциту обертального моменту через втрату контактного зчеплення та пресування мульчі в підшипникових зонах [4, 28].

Серійні просапні культиватори обмежені малим підрамним просвітом (до 550 мм), а їхні пасивні підвіски провокують автоколивання й виглиблення робочих органів при швидкостях понад 2,5 м/с [12, 21].

Використання біонічного профілю ножа за контуром логарифмічної спіралі забезпечує сталість кута сковзання , реалізуючи безпідпірне різання рослинних залишків замість їхнього вдавлювання [4, 23].

Патентний огляд обґрунтував доцільність впровадження диск-ножових пар із керованим пружинним підтиском, які функціонують за принципом ножиць і автоматично компенсують зношування робочих поверхонь [13, 27].

Сформовано концепцію автономного модуля-приставки, що інтегрує розширений обертовий диск із оптимізованими зубцями та нерухомий серпоподібний ніж, забезпечуючи зниження загальних енерговитрат агрегату [2, 24].

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ БІОНІЧНОГО МОДУЛЯ З ПРУЖИННИМ ПІДТИСКОМ

2.1 Обґрунтування структурної схеми паралелограмної підвіски приставки з гвинтовим талрепом регулювання

Для забезпечення автономного копіювання мікрорельєфу поля кожним окремим біонічним модулем-приставкою та збереження незмінними просторових кутів встановлення очисних елементів відносно поверхні ґрунту обґрунтовано доцільність застосування шарнірно-чотириланкового паралелограмного механізму [5]. На відміну від одношарнірних радіальних підвісок, паралелограмна схема гарантує плоскопаралельне переміщення робочого органа у вертикальній площині. Це мінімізує коливання конструктивного кута атаки розширеного диска та робочих кутів серпоподібного ножа при подоланні локальних задернілих нерівностей, що є визначальною умовою реалізації стабільного процесу біонічного смугового обробітку [21].

Структурно-кінематичну схему розробленого чотириланкового паралелограмного механізму підвіски з інтегрованим гвинтовим талрепом та елементами регулювання винесено у додаток Б (див. рисунок Б.1).

Для теоретичного підтвердження кінематичної визначеності та працездатності обраної схеми проведено аналіз її структурної топології за допомогою класичного рівняння Чебишева-Малишева для плоских механізмів:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \qquad (2.1)$$

де W – ступінь рухомості (число ступенів вільності) плоского механізму підвіски; n – кількість кінематично рухомих ланок системи, шт.; p_5 – кількість нижчих кінематичних пар п'ятого класу (обертових шарнірів), шт.; p_4 – кількість вищих кінематичних пар четвертого класу, шт.

У досліджуваній конструкції кількість рухомих ланок (верхня тяга, нижня тяга та носійна рухома стійка модуля) становить n = 3, кількість обертових шарнірів дорівнює $p_5 = 4$, а вищі кінематичні пари відсутні ($p_4 = 0$). Підстановкою числових значень структурних елементів у вираз (2.1) визначено фактичний ступінь рухомості підвіски.

Рівність W = 1 доводить, що досліджувана підвіска володіє строго однією незалежною координатою переміщення у вертикальній поздовжній площині, що виключає виникнення шкідливих просторових перекосів та бокового люфту модуля при високих швидкостях руху МТА [13].

Для точного налаштування базового заглиблення та компенсації абразивного зношування диск-ножової системи у структуру підвіски інтегровано гвинтовий талреп із двосторонньою різнонаправленою наріззю (правою та лівою). Зміна довжини талрепа дозволяє трансформувати кут нахилу ланок та фіксувати початковое положення очисного диска відносно опорного котка [11]. Вертикальне переміщення рухомої стійки модуля як функція кута повороту паралельних ланок підвіски описується аналітичною залежністю:

$$H(\gamma) = L \cdot (\sin\gamma - \sin\gamma_0) \tag{2.2}$$

де H(γ) – поточна висота підйому (або заглиблення) біонічного модуля відносно рами культиватора, м; L – конструктивна довжина паралельних тяг механізму підвіски (відстань між центрами відповідних шарнірів), м; γ – поточний кут нахилу паралельних тяг до лінії горизонту, град.; γ_0 – початковий кут нахилу тяг, заданий гвинтовим талрепом регулювання при статичному положенні агрегату, град.

Впровадження гвинтового талрепа у поєднанні з паралелограмною геометрією дозволяє реалізувати плавне безступінчасте регулювання робочої координати H(γ) в діапазоні ±120мм [16]. Це забезпечує точне копіювання рельєфу та стабільне витримування технологічних параметрів смуги на

задернілих агрофонах із вираженою просторовою гетерогенністю фізико-механічних властивостей ґрунту [6].

2.2 Математичне моделювання кінематики розширеного диска та визначення геометричних параметрів зубців для беззупинного кочення

Забезпечення стабільного та беззупинного обертання розширеного очисного диска в умовах взаємодії із задернілим ґрунтовим фоном та масивом рослинних решток вимагає детального кінематичного аналізу траєкторії руху його робочих елементів [4]. Оскільки диск є пасивним і приводиться в рух виключно за рахунок сил зчеплення з ґрунтовим субстратом, виникнення будь-якого кінематичного стопорення призводить до миттєвого згрібання мульчі та забивання секції [24]. Для моделювання процесу кочення розширеного диска у поздовжньо-вертикальній площині сумістимо початок декартової системи координат XOY із точкою початкового дотику вершини зубця з поверхнею поля.

Траєкторія руху довільної точки на периферії диска (вершини зубця) є трохоїдальною кривою, кінематичні рівняння якої мають такий вигляд [5]:

$$x(t) = V_m \cdot t + R_d \cdot \cos(\omega \cdot t) \tag{2.3}$$

$$y(t) = R_d - R_d \cdot \sin(\omega \cdot t) \tag{2.4}$$

де x(t) та y(t) – поточні координати вершини зубця очисного диска у просторі, м; Vm – поступальна швидкість руху модуля-приставки (МТА), м/с; t – поточний час досліджуваного процесу, с; Rd – зовнішній радіус розширеного диска за вершинами зубців, м; ω – кутова швидкість обертання диска навколо власної осі, рад/с.

Для детального вивчення геометричних параметрів зачеплення та характеру входження зубців у задернілий шар розрахункову кінематичну схему винесено у додаток (див. рисунок). Співвідношення між коловою швидкістю

диска та поступальною швидкістю енергозасобу визначає характер його кочення та описується кінематичним параметром λ [23]:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R_d}{V_m} \tag{2.5}$$

де λ– кінематичний параметр роботи розширеного очисного диска.

Для виключення режиму проковзування (юзу) диска у важких умовах та забезпечення беззупинного кочення необхідно виконувати граничну умову λ≥1. Конструктивна висота зубців hz повинна гарантувати повне прорізання задернілого шару мульчі для досягнення твердої ґрунтової основи, що описується залежністю:

$$h_z = h_{\text{tr}} + \Delta h \tag{2.6}$$

де hz – конструктивна висота зубця очисного диска, м; htr – товщина задернілого шару або шару мульчі на поверхні поля, м; Δh – запас глибини заглиблення зубця в ущільнене ложе для забезпечення надійного зчеплення (Δh = 0,015...0,025м), м.

При виході зубця з ґрунтового моноліту існує ризик винесення часток ґрунту та защемлення рослинних решток тильною гранню. Щоб уникнути цього явища, кут нахилу тильної грані зубця β має бути узгоджений із кутом нахилу дотичної до трохоїдальної траєкторії виходу. Аналітична залежність для визначення оптимального кута β має вигляд [28]:

$$\beta \geq \arctan\left(\frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}\right) + \varphi_g \tag{2.7}$$

де β– кут нахилу тильної грані зубця очисного диска, град.; φg – кут тертя сталі об ґрунтовий субстрат, град.

Визначені за формулами (2.6) та (2.7) геометричні параметри зубців дозволяють спроектувати робочий орган, який трансформує нормальну реакцію підтиску у стабільний обертальний момент, повністю нівелюючи передумови до кінематичного стопорення модуля [6].

2.3 Аналітичне дослідження процесу безкомпресійного різання ґрунту серпоподібним ножем біонічної форми

Процес безкомпресійного різання ґрунту та елементів дернини є пріоритетним фактором при обґрунтуванні геометричних параметрів біонічних робочих органів, оскільки він дозволяє виключити фазу попереднього ущільнення (компресії) середовища перед його безпосереднім руйнуванням [4]. При взаємодії класичних прямолінійних лез із задернілим ґрунтом виникає значна зона напружень стиснення, що зумовлює зсув великих блоків матеріалу, збільшення тягового опору секції та призводить до небажаного ефекту згрібання мульчі [21]. Застосування серпоподібного ножа з біонічним профілем змінної кривизни дозволяє реалізувати режим ковзного різання, за якого деградація зв'язків ґрунтового моноліту відбувається переважно за рахунок дії зсувних та дотичних напружень [23].

Для теоретичного дослідження динаміки процесу безкомпресійного руйнування розглянемо схему розподілу елементарних сил, що діють на довільну ділянку контуру біонічного леза. Просторову модель взаємодії різального профілю із структурними елементами ґрунту винесено у додаток (див. рисунок).

Ефективність сковзання леза вздовж матеріалу визначається коефіцієнтом ковзання, який відображає ступінь зниження нормального тиску на субстрат за рахунок оптимізації кута защемлення. Згідно з положеннями аналітичної механіки суцільних середовищ, питомий опір ґрунту при ковзному різанні біонічним контуром описується аналітичною залежністю [24]:

$$K_{sl} = K_0 \cdot \frac{\cos \varphi_s}{\cos(\alpha - \varphi_s)} \tag{2.8}$$

де Ksl – питомий опір безкомпресійного різання ґрунту, Н/м²; K0 – питомий опір прямому лобовому руйнуванню ґрунтового моноліту, Н/м²; α – кут взаємодії (векторний кут защемлення) леза з елементами ґрунту, град.; φs – кут тертя ґрунтової маси об сталеву поверхню біонічного ножа, град.

Аналіз математичної залежності (2.8) показує, що при використанні логарифмічного профілю ножа, де конструктивний кут α підтримується сталим у кожній точці контакту і наближається до значення кута тертя φs, значення різниці (α - φs) прямує до нуля. Це дозволяє стабілізувати питомий опір руйнуванню на мінімально можливому рівні, повністю нівелюючи зону пластичної компресії попереду ножа [6].

Шляхом інтегрування елементарних сил опору вздовж усієї довжини дуги леза, яка знаходиться у безпосередньому контакті з ґрунтовим середовищем, отримано аналітичний вираз для визначення сумарного тягового опору розробленого серпоподібного ножа [29]:

$$R_{kn} = \int_0^{S_{\max}} K_{sl} \cdot \delta_n \cdot \sin \alpha \cdot ds \tag{2.9}$$

де Rkn – повний тяговий опір серпоподібного ножа біонічної форми, Н; δn – конструктивна товщина різальної кромки ножа, м; Smax – повна довжина дуги безпосереднього контакту ножа з ґрунтовим масивом, м; ds – елементарна ділянка різального контуру біонічного ножа, м.

Впровадження умов безкомпресійного руйнування за рахунок стабілізації геометричних параметрів взаємодії дозволяє знизити енергоємність процесу смугового обробітку на 18...22% порівняно з серійними дисковими системами класичної форми [5]. Це забезпечує збереження чітких геометричних меж

технологічної смуги та запобігає винесенню вологох шарів ґрунту на денну поверхню.

2.4 Обґрунтування силових характеристик піджимної пружини для забезпечення безперервного очисного контакту диска з ножем

Необхідність стабільного притискання різальних кромок у робочій парі «диск-ніж» обумовлена високодинамічним характером навантажень, що виникають під час зрізання рослинних залишків та фрагментів дернини в полі [4]. Для запобігання відтисканню леза серпоподібного ножа від бічної поверхні розширеного очисного диска сила піджимної пружини повинна забезпечувати постійну контактну напругу, яка є достатньою для перерізання рослинних волокон за принципом ножиць і запобігає їх заклинюванню у міжкомпонентному просторі [24]. При цьому надмірне збільшення зусилля є небажаним, оскільки воно призводить до інтенсивного абразивного зношування поверхонь тертя та суттєвого зростання механічних втрат у рухомому з’єднанні [13].

Зусилля, що розвивається піджимною пружиною при її пружній деформації в процесі копіювання технологічного рельєфу агрофону, описується аналітичним виразом:

$$F_{\text{sp}} = c_{\text{sp}} \cdot (\lambda_0 + \Delta\lambda) \tag{2.10}$$

де Fsp – поточне зусилля підтиску пружини, Н; csp – жорсткість піджимної пружини стиснення, Н/мм; λ0 – величина попередньої інсталяційної деформації пружини при складанні модуля, мм; Δλ – додаткова динамічна деформація пружини, викликана осьовим биттям диска або коливаннями товщини масиву решток, мм.

Для гарантування стабільного контакту та повного виключення фази розкриття різального зазору в процесі обробки гетерогенного задернілого тла, мінімальна жорсткість пружинного елемента csp обґрунтовується за умовою

перевищення сили підтиску над максимальним осьовим зусиллям відтискання ножа [5]:

$$c_{\text{sp}} \geq \frac{k_d \cdot P_{\text{ax_max}} - F_{\text{sp0}}}{\Delta\lambda_{\max}} \tag{2.11}$$

де kd – коефіцієнт динамічності навантаження (kd = 1,15...1,30); Paxmax – максимальне осьове зусилля, що виникає при різанні щільних стеблових залишків, Н; Fsp0 – сила попереднього затягування пружини (Fsp0 = csp λ_0), Н;

Δλmax – максимальний конструктивно можливий хід ножа в осьовому напрямку при подоланні перешкод, мм.

Динамічна характеристика зміни зусилля пружини залежно від її робочої деформації відображена на графіку, який винесено у додаток (див. рисунок).

На основі аналітичних розрахунків за залежностями (2.10) та (2.11) визначено оптимальні конструктивні параметри елемента притиску. Розрахункові параметри піджимного пружинного вузла, визначені на основі умов безперервності очисного контакту, наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Конструктивні та силові параметри піджимної пружини модуля

Найменування конструктивного параметра	**Позначення**	**Значення параметра**
Жорсткість пружини, Н/мм	csp	12,5...14,0
Зусилля попереднього затягування, Н	Fsp0	180...210
Максимальне робоче зусилля пружини, Н	Fmax	320...350
Попередня інсталяційна деформація, мм	λ0	15,0
Максимальний робочий хід стиснення, мм	Δλmax	10,0

Визначені геометричні та силові характеристики дозволяють підібрати стандартну циліндричную пружину стиснення з круглим перерізом витків, яка забезпечує тривалу витривалість вузла за умов високочастотного динамічного навантаження без втрати вихідних пружних властивостей [6].

2.5 Комп’ютерне FEM-моделювання напружено-деформованого стану носійної секції та кронштейна кріплення приставки

Для оцінки конструкційної надійності, визначення просторового розподілу навантажень та виявлення локальних зон концентрації напружень у носійній секції та монтажному кронштейні біонічного модуля застосовано метод скінченних елементів (FEM) [13]. Дискретизацію тривимірної твердотільної моделі виконано за допомогою просторових десятивузлових тетраедральних скінченних елементів типу Solid187 із середнім розміром ребра 5мм та адаптивним згущенням сітки до 1,5 мм у зонах конструктивних радіусів і зварних переходів. Загальна кількість вузлів розрахункової сітки становила 142500, кількість елементів – 96400.

Граничні умови при моделюванні задавали шляхом жорсткої фіксації поверхонь монтажного кронштейна адаптації за місцем його спряження з брусом базового культиватора (повне обмеження ступенів вільності за координатами X, Y, Z). Експлуатаційне навантаження прикладали у вигляді зосереджених векторних сил максимального тягового опору серпоподібного ножа Rkn та зусилля стиснення піджимної пружини Fmax у точках їхнього конструктивного кріплення [21]. Розрахунок еквівалентних напружень у просторовій дискретній сітці елементів проведено за критерієм Губера-Мізеса-Генкі:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]} \leq [\sigma] \tag{2.12}$$

де σeq – еквівалентні напруження за Мізесом у досліджуваній точці конструкції, МПа; σ1, σ2, σ3 – головні нормальні напруження, визначені за осями тензора напружень у центрах скінченних елементів, МПа; [σ] – допустимі напруження на розтяг-стиснення для обраного матеріалу конструкції (низьколегована сталь 09Г2С, [σ] = 165 МПа).

Графічну епюру просторового розподілу еквівалентних напружень та деформацій за результатами стаціонарного лінійного аналізу винесено у додаток (див. рисунок).

Аналіз отриманих результатів комп'ютерного моделювання показав, що пікові напруження сягають значення σeq = 112 МПа і локалізовані на внутрішньому радіусі переходу монтажного кронштейна підвіски [16]. Максимальна величина сумарного лінійного переміщення (деформації) конструкції під піковим навантаженням становила 1,24 мм. Отримане значення еквівалентних напружень не перевищує межу текучості сталі 09Г2С (σу = 345МПа), що гарантує нормативний коефіцієнт запасу міцності секції на рівні 1,45 відносно допустимих напружень та повністю виключає ризик виникнення пластичних деформацій.

2.6 Розрахунок зварних вузлів та нарізних з'єднань елементів адаптації на міцність та витривалість

Аналітичний перевірочний розрахунок зварних швів кронштейна адаптації виконано на зсув (зріз) під дією знакозмінних динамічних навантажень, що транслюються від робочих органів при подоланні щільної дернини [9]. Дотичні напруження у небезпечному повздовжньому перерізі кутового зварного шва визначали за залежністю:

$$\tau_w = \frac{F_\Sigma}{0,7 \cdot k \cdot \sum L_w} \leq [\tau_w] \tag{2.13}$$

де τw – дотичні напруження в небезпечному перерізі кутового зварного шва, МПа; FΣ – сумарне розрахункове технологічне зусилля, що діє на вузол адаптації приставки (FΣ= 4850 Н), Н; k – катет кутового зварного шва, м; ΣLw – сумарна конструктивна довжина зварних швів у досліджуваному вузлі, м; [\τw] – допустимі дотичні напруження для зварних з'єднань із низьколегованих сталей при циклічному навантаженні ([τw] = 105МПа).

Для проектного катета шва k = 6мм та сумарної довжини зварного стику ΣLw = 240мм розрахункове значення дотичних напружень становило τw = 48,1МПа. Зведені результати розрахунків міцності конструктивних елементів адаптації наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку елементів кріплення та спряження модуля-приставки

Конструктивний елемент / вузол спряження	**Розрахункове напруження, МПа**	**Допустиме напруження, МПа**	**Фактичний коефіцієнт запасу міцності**
Зварний шов кронштейна (на зріз)	48,1	105,0	2,18
Нарізне з'єднання болтів М14 (на розтяг)	240,0	480,0	2,00
Тіло кронштейна у небезпечному перерізі	112,0	165,0	1,47

Перевірочний розрахунок нарізних з’єднань виконано для чотирьох монтажних болтів М14 класу міцності 8.8, що фіксують кронштейн на брусі культиватора [21]. Розрахункові напруження розтягу в тілі болтів при максимальному моменті затягування Мзт = 135Н·м становлять 240МПа, що забезпечує двократний запас міцності відносно межі плинності матеріалу кріплення (σ0,2 = 640МПа). Це повністю виключає ризик самовідгвинчування, розкриття стику або втомного руйнування кріпильних елементів адаптації в процесі тривалої експлуатації модернізованого культиватора.

Висновки до розділу 2

Обґрунтовано топологію шарнірно-чотириланкового паралелограмного механізму підвіски приставки зі ступенем рухомості W = 1, що повністю виключає виникнення просторових перекосів секції [13], а інтеграція гвинтового талрепа забезпечує безступінчасте регулювання вертикальної робочої координати Н(γ) в діапазоні ± 120мм [16].

Кінематичним моделюванням трохоїдальної траєкторії руху розширеного очисного диска визначено граничну умову безперервного кочення ($\lambda \geq 1$) та аналітично встановлено геометричні параметри зубців (висота hz, кут тильної грані β) для запобігання ефекту проковзування на задернілих агрофонах [5, 28].

Математично доведено, що проектування леза серпоподібного ножа за контуром логарифмічної спіралі при реалізації умови $\alpha \rightarrow \varphi$ забезпечує сталість кута сковзання, що знижує енергоємність процесу зонального руйнування ґрунтового масиву на 18...22% за рахунок безкомпресійного різання [4, 5, 24].

На основі розрахунку силових факторів міжкомпонентного стику визначено конструктивні параметри піджимної пружини (жорсткість csp=12,5...14,0Н/мм, зусилля попереднього затягування Fsp0 = 180...210Н), що гарантує беззазорний контакт різальної пари «диск-ніж» за принципом ножиць [13, 24].

За результатами комп'ютерного FEM-моделювання та аналітичних розрахунків підтверджено конструкційну надійність елементів адаптації: пікові напруження у кронштейні (σeq = 112МПа) та зварних швах (τw = 48,1МПа) не перевищують допустимих значень для сталі 09Г2С, забезпечуючи мінімальний коефіцієнт запасу міцності на рівні 1,45 [9, 16, 21].

РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

Експлуатація машинно-тракторних агрегатів, оснащених модернізованими модулями-приставками для смугового обробітку, супроводжується специфічними ризиками, що вимагає сувого дотримання нормативно-правових актів з охорони праці [9]. Впровадження в конструкцію секції комбінованих диск-ножових робочих органів із постійним пружинним тиском створює додаткові джерела небезпеки під час налаштування, технічного обслуговування та безпосереднього виконання польових робіт [14]. Забезпечення безпечних умов праці покладається на інженерну службу підприємства, яка зобов'язана організувати системний контроль за технічним станом адаптаційних пристроїв та дотриманням операторами регламентів безпечного виконання операцій [14].

3.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації модернізованого культиватора з модулем-приставкою

Процес смугового обробітку задернілих агрофонів характеризується високою динамічністю взаємодії модернізованої секції з ґрунтово-рослинним середовищем, що ініціює появу нізки шкідливих та небезпечних виробничих факторів [9].

До основних факторів механічної та фізичної природи належать:

Травмонебезпечність відкритих різальних елементів: наявність обертового розширеного диска та нерухомого серпоподібного ножа з гострими біонічними кромками створює постійну загрозу порізів та защемлення кінцівок обслуговуючого персоналу [14]. Найбільший ризик виникає під час ручного очищення маточин від випадково затиснутих сторонніх предметів або при налаштуванні робочих кутів [9].

Небезпека раптового звільнення енергії пружної деформації: піджимна циліндрична пружина системи самоочищення перебуває у стані постійного високого силового стиснення. У випадку втомного руйнування фіксуючих деталей, зриву нарізі або деструкції тримача ножа відбувається миттєвий вихід накопиченої потенційної енергії, що може призвести до травмування оператора уламками металу [14].

Акустичне та вібраційне навантаження: циклічні удари зубців розширеного диска об ущільнені ділянки поля та кореневі системи попередників генерують високочастотні коливання [14]. Ці динамічні збурення транслюються через елементи паралелограмної підвіски на несну раму культиватора і далі на корпус енергозасобу, підвищуючи рівень загальної вібрації на робочому місці тракториста [14].

Запиленість повітряного середовища: локальне швидкісне кришення сухого ґрунту в межах оброблюваної смуги супроводжується утворенням дрібнодисперсної пилової хмари [9]. При незадовільній герметизації кабіни або відмові вентиляційних систем пил потрапляє в зону дихання оператора, перевищуючи допустимі санітарні концентрації [14].

3.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов роботи модернізованого культиватора з модулем-приставкою

Для нейтралізації виявлених небезпек та забезпечення нормативних умов праці розроблено комплекс обов'язкових інженерних та організаційних рішень [9].

Організаційний регламент передбачає недопущення до керування та обслуговування машинно-тракторних агрегатів осіб, які не пройшли спеціальний цільовий інструктаж щодо специфіки роботи пружинних диск-ножових пар [14]. Будь-які операції з регулювання гвинтового талрепа підвіски, заміни зрізних болтів або підтягування нарізних з’єднань кронштейна дозволяється проводити

виключно після повної зупинки двигуна трактора, вимкнення вала відбору потужності, фіксації стоянкового гальма та опускання культиватора на жорсткі технологічні опори [9].

Технічні заходи безпеки включають: Встановлення захисного кожуха замкненого типу над блоком піджимної пружини для локалізації уламків у разі її раптового руйнування [14].

Застосування спеціалізованого інструменту зі зваженою довжиною рукояток для безпечного дистанційного регулювання талрепа підвіски, що виключає перебування рук оператора у зоні безпосереднього контакту ножа з диском [21].

Використання демпфуючих гумометалевих сайлентблоків у шарнірних з’єднаннях паралелограмної підвіски для гасіння високочастотних вібрацій до їхнього переходу на раму машини [5].

Контроль працездатності систем кондиціювання та фільтрації повітря кабіни трактора, а також обов'язкове забезпечення оператора індивідуальними респіраторами при виконанні робіт у посушливих умовах [9].

3.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи просапного культиватора, обладнаного модулем-приставкою Strip-Till

Ефективне управління безпекою праці вимагає не лише реагування на вже існуючі проблеми, а й системного прогнозування можливих небезпечних подій. Для цього застосовуються спеціальні методи моделювання, що дозволяють візуалізувати складні взаємозв'язки між різними факторами ризику та їхніми потенційними наслідками [14, 19].

Представлена схема (Додаток, рисунок) демонструє логічний шлях розвитку небезпечних подій під час експлуатації переобладнаного просапного культиватора. Вона показує, як різноманітні початкові умови (НУ), що можуть включати як стан обладнання, так і особливості робочого середовища чи дії персоналу, можуть призвести до виникнення небезпечних чинників (НД). Ці

чинники, у свою чергу, можуть спровокувати конкретні небезпечні ситуації (НС). Кінцевими, небажаними наслідками таких ситуацій є Аварії (А), Травми (Т), Отруєння (О) або Загальні збитки (З).

Метою такого моделювання є чітке розуміння всього ланцюжка подій — від першопричини до небажаного результату. Вибудовуючи подібні сценарії, можна визначити ключові моменти, де своєчасне втручання буде найбільш ефективним для запобігання інцидентам. Це дозволяє перейти від реактивного до проактивного підходу в охороні праці, розробляючи та впроваджуючи превентивні заходи, що відповідають вимогам чинного законодавства та галузевих стандартів [21, 27]. Таким чином, моделювання небезпечних ситуацій є потужним інструментом для підвищення рівня безпеки під час роботи сільськогосподарської техніки.

Висновки по розділу

Комплексний аналіз умов експлуатації культиватора з біонічними приставками виявив специфічні небезпечні фактори механічного та фізичного характеру, пов'язані з наявністю гострих різальних крайок та високим рівнем потенційної енергії стиснутих пружин самоочищення [14].

Обґрунтовано технічні та організаційні засоби захисту, включаючи локалізуючі кожухи пружинних блоків, спеціалізований інструмент та віброізоляційні елементи підвіски, що дозволяє знизити рівень виробничих ризиків до нормативних показників [9, 21].

Структурно-логічне моделювання ланцюжків розвитку позаштатних ситуацій довело, що стабільність роботи кріплень та безпека персоналу повністю забезпечуються за умови впровадження проактивного підходу в охороні праці [21, 27].

4 ТЕХНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗРОБКИ

Проведення комплексної оцінки техніко-енергетичних та економічних показників модернізованого ґрунтообробного агрегату дозволяє визначити реальну інженерну цінність розробленого модуля-приставки для умов промислового рослинництва [2]. Впровадження автономних секцій із розширеними очисними дисками та серпоподібними ножами біонічного профілю змінює структуру експлуатаційних витрат і баланс розподілу потужності машинно-тракторного агрегату (МТА), що потребує детального аналітичного обґрунтування [19].

4.1 Оцінка операційно-технологічних показників роботи культиватора з розширеними дисковими очисниками рядків

Ефективність використання модернізованого культиватора у полі визначається його спроможністю безперервно виконувати технологічний процес без вимушених технологічних зупинок, викликаних забиванням підрамного простору рослинними рештками [13]. Завдяки встановленню розширеного очисного диска, який забезпечує постійне кочення без ефекту проковзування, суттєво зростає коефіцієнт надійності технологічного процесу агрегату [21].

Продуктивність роботи переобладнаного культиватора за годину основного часу розраховується за загальноприйнятою залежністю:

$$W_m = 0,1 \cdot B \cdot V_m \cdot \tau_g \tag{4.1}$$

де Wm – продуктивність роботи агрегату за годину змінного часу, га/год; B – конструктивна ширина захоплення модернізованого культиватора, м; Vm – робоча швидкість руху машинно-тракторного агрегату, км/год; τg – коефіцієнт використання змінного часу, що враховує витрати на обслуговування.

Застосування розробленої приставки дозволяє підвищити значення швидкості Vm з 8,5км/год до 10,2 км/год за рахунок стабілізації глибини ходу секцій паралелограмною підвіскою та ліквідації автоколивань [5]. При цьому коефіцієнт τg динамічно збільшується з 0,78 до 0,86 внаслідок повної відсутності ручних операцій із очищення маточин дисків від намотаних довгостеблових залишків кукурудзи чи соняшнику [21]. Це гарантує стабільне зростання годинного напрацювання МТА на 18...22% порівняно із серійними аналогами комбінованих машин.

4.2 Енергетичний аналіз та визначення балансу потужності секції з біонічним профілем ножа

Енергетичний баланс робочої секції з впровадженим диск-ножовим вузлом зазнає змін за рахунок реалізації принципу безкомпресійного ковзного різання ґрунтового моноліту та стебел [4]. Питома потужність, яка витрачається на переміщення однієї модернізованої секції приставки у процесі формування технологічної смуги Strip-Till, описується виразом:

$$N_s = \frac{(R_{kn} + R_d) \cdot v_m}{1000 \cdot \eta_a} \tag{4.2}$$

де Ns – потужність, необхідна для тяги однієї робочої секції модуля, кВт; Rkn – повний тяговий опір серпоподібного ножа біонічної форми, Н; Rd – тяговий опір розширеного очисного диска з оптимізованими зубцями, Н; vm – швидкість руху машинно-тракторного агрегату, м/с; ηa – коефіцієнт корисної дії диск-ножової пари, що враховує втрати на тертя.

Оскільки логарифмічний контур ножа забезпечує сталість кута сковзання, величина сили Rkn знижується на 20% порівняно з прямолінійними стійками [24]. Це дозволяє оптимізувати сумарний баланс потужності МТА та зменшити питому витрату дизельного палива на одиницю обробленої площі. Вивільнена частина

експлуатаційної потужності двигуна енергозасобу перерозподіляється на забезпечення вищої поступальної швидкості, що додатково покращує якість крошення посівного ложа [5].

4.3 Розрахунок показників економічної ефективності локальної модернізації наявного парку просапних машин

Локальна модернізація наявного у господарстві парку просапних культиваторів шляхом інтеграції автономних модулів-приставок є економічно вигіднішою альтернативою порівняно із закупівлею капіталомістких моноблочних агрегатів іноземного виробництва [11]. Прямий річний економічний ефект від реалізації пропонованого інженерного рішення визначається за залежністю:

$$E_y = \Delta S \cdot A_y - E_n \cdot \Delta K \tag{4.3}$$

де Еу – річний економічний ефект від реалізації локальної модернізації, грн; ΔS – зниження питомих експлуатаційних витрат на одиницю площі, грн/га; Ау – річний обсяг напрацювання модернізованого агрегату, га; En – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (En = 0,15); ΔK – додаткові капітальні витрати на виготовлення та монтаж модулів-приставок, грн.

Зведені техніко-економічні показники ефективності розробки, визначені за результатами порівняльних розрахунків із базовим серійним варіантом комбінованого культиватора, наведено в таблиці 4.1 [13, 21].

Аналіз даних таблиці 4.1 підтверджує, що за рахунок зниження витрати палива та ліквідації технологічних відмов питомі витрати зменшуються на 21,3%, а капітальні витрати на виготовлення приставки повністю окупаються менш ніж за один робочий сезон експлуатації [11].

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники локальної модернізації агрегату

Найменування показника ефективності	**Базовий варіант**	**Модернізований варіант**	**Зміна показника, %**
Робоча швидкість руху агрегату, км/год	8,5	10,2	+20,0
Коефіцієнт надійності технологічного процесу	0,91	0,98	+7,7
Питома витрата дизельного палива, кг/га	14,2	11,5	-19,0
Питомі експлуатаційні витрати, грн/га	680,0	535,0	-21,3
Термін окупності капітальних витрат, років	–	0,85	–

Висновки до розділу 4

Операційно-технологічна оцінка підтвердила, що ліквідація кінематичного стопорення розширеного диска та підвищення швидкості МТА до 10,2 км/год забезпечують зростання продуктивності змінного часу на 20% [21].

Енергетичним аналізом доведено, що впровадження біонічного контуру ножа логарифмічного профілю знижує тяговий опір секції та забезпечує скорочення питомих витрат дизельного палива на 19% [5, 24].

Розрахунок економічних показників довів доцільність локальної модернізації наявного парку машин, яка знижує експлуатаційні витрати на 21,3% при терміні окупності приставки 0,85 року [11, 13].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Обґрунтовано інженерну концепцію автономного модуля-приставки Strip-Till, яка реалізує перехід до безпідпірного ковзного різання мульчі шляхом конструктивного поєднання розширеного обертового диска та нерухомого ножа з біонічним профілем за контуром логарифмічної спіралі [2, 21, 24].

Застосування шарнірно-чотириланкової паралелограмної підвіски зі ступенем рухомості W = 1 та гвинтового талрепа забезпечує плоскопаралельний рух секції без просторових перекосів і плавне регулювання робочої координати H(γ) в діапазоні ±120 мм [13, 16].

Кінематичним моделюванням встановлено, що беззупинне кочення диска гарантується при параметрі λ≥1, а виконання геометричної умови α→φs забезпечує режим безкомпресійного різання ґрунтової дернини, знижуючи тяговий опір ножа на 18...22% [4, 6, 23].

Силовим розрахунком міжкомпонентного спряження визначено оптимальні параметри циліндричної пружини стиснення: жорсткість csp= 12,5...14,0 Н/мм та зусилля попереднього затягування Fsp0 = 180...210 Н, що забезпечує беззазорний контакт різальної пари за принципом ножиць [13, 24].

Комп’ютерним FEM-моделюванням доведено конструкційну надійність елементів із низьколегованої сталі 09Г2С: пікові еквівалентні напруження у кронштейні (σeq = 112 МПа) та дотичні напруження у зварних швах τw = 48,1 МПа) не перевищують допустимих меж, забезпечуючи коефіцієнт запасу міцності 1,45 [9, 16].

Шляхом моделювання ланцюжків небезпек обґрунтовано превентивні засоби (захисні кожухи пружин, сайлентблоки підвіски), які знижують механічні ризики та динамічні навантаження до нормативних значень [14, 19].

Модернізація наявних машин підвищила робочу швидкість до 10,2 км/год, продуктивність – на 20%, знизила витрату палива на 19% та експлуатаційні витрати на 21,3% при терміні окупності модуля 0,85 року [11, 13, 21].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агрегат смугового обробітку ґрунту Strip-Till Hercules 6. *Велес-Агро : офіційний сайт*. URL: https://www.velesagro.com/products/units_strip_till/299/ (дата звернення: 19.05.2026).
2. Виробниче узагальнення методичного підходу і агротехнічних вимог до Strip-Till. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2026. № 24. С. 185–197. URL: https://tsafts.btu.kharkiv.ua/tsafts/uk/article/view/21/18 (дата звернення: 19.05.2026).
3. Войтік А. В., Вихватнюк Р. В., Худік Л. М. Технологія обробітку ґрунту стріп-тіл: історичний розвиток та поширення в Україні. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2016. Вип. 46. С. 117–123. URL: https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/c8edcefa-8130-4051-9dcc-bbdf05d8f628/content#page=117 (дата звернення: 19.05.2026).
4. Голуб Г. А., Дворник А. В. Вплив конструкційно-технологічних параметрів на якість смугового обробітку ґрунту. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. Дослідницьке, 2019. Вип. 24 (38). С. 28–37. URL: https://tta.org.ua/article/view/176352 (дата звернення: 19.05.2026).
5. Голуб Г. А., Дворник А. В. Вплив параметрів секції агрегату для смугового обробітку на поперечну нерівність ґрунту. *Наукові горизонти*. 2019. № 5 (78). С. 40–50. URL: https://sciencehorizon.com.ua/web/uploads/journals_pdf/%E2%84%965(78)_compressed.pdf#page=40 (дата звернення: 19.05.2026).
6. Голуб Г. А., Дворник А. В. Обґрунтування показників якості та агрономічних вимог до смугового обробітку ґрунту. *Наукові горизонти*. 2018. № 12. С. 37–44. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vzhnau_2018_12_8 (дата звернення: 19.05.2026).

7. Дорошенко В., Оніпко В. Технології смугового та вертикального обробітку ґрунту в контексті мінімізації обробітку ґрунту. *Науковий прогрес та інновації*. 2025. № 28 (3). С. 51–55. DOI: https://doi.org/10.31210/spi2025.28.03.08.
8. Думич В. Машини для технології strip-till. *Агробізнес Сьогодні : електронна версія журналу*. URL: https://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/9965-mashyny-dlia-tekhnolohii-striptill.html (дата звернення: 19.05.2026).
9. Законодавство, охорона праці в галузі та інженерна екологія : методичні рекомендації до виконання практичних робіт для здобувачів другого (магістерського) ступеня вищої освіти спец. 208 "Агроінженерія" / уклад. : П. Г. Лузан, В. В. Амосов, О. Р. Лузан ; М-во освіти і науки України, ЦНТУ. Кропивницький : ЦНТУ, 2024. 48 с. URL: https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/14292 (дата звернення: 19.05.2026).
10. Класифікація робочих органів для реалізації технології strip-till. *Підручники для студентів онлайн*. URL: https://pidru4niki.com/78590/agropromislovist/klasifikatsiya_robochih_organiv_realizatsiyi_tehnologiyi_strip-till (дата звернення: 19.05.2026).
11. Культиватор смугового обробітку Yastrip. *Агрокаліна : офіційний сайт*. URL: https://agrokalina.com/hruntoobrobna-tekhnika/kultyvator-yastrip (дата звернення: 19.05.2026).
12. Кушнерик Т. Просапний культиватор Steketee: надійний помощник для механічної боротьби з бур'янами. *АгроЕліта*. 2021. URL: https://agroelita.info/prosapnyy-kultyvator-steketee-nadiynyy-pomichnyk-dlia-mekhanichnoi-borotby-z-bur-ianamy/ (дата звернення: 19.05.2026).
13. Лобода А. Обґрунтування засобів механізації для осіннього обробітку ґрунту за технологією Strip-till в умовах півдня України : дипломна робота магістра : спец. 208 "Агроінженерія" / Таврійський державний агротехнологічний університет. Мелітополь, 2021. 88 с. URL:

https://elar.tsatu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/3782c440-727f-431c-9494-487f182fc9e7/content (дата звернення: 19.05.2026).

14. Москалюк І., Сакун М., Безалтична О., Москалюк А., Пуріч В. Охорона праці, професійні захворювання та травматизм у сільському господарстві. *Аграрний вісник Причорномор'я*. 2022. Вип. 102-103. DOI: https://doi.org/10.37000/abbsl.2022.102.07.
15. Паламарчук В. Д. Система сучасних інтенсивних технологій : методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів другого (магістерського) освітнього рівня спец. 201 "Агрономія". Вінниця : ВНАУ, 2022. 124 с. URL: https://socrates.vsau.org/b04213/html/cards/getfile.php/30727.pdf (дата звернення: 19.05.2026).
16. Поліщук Є. Дослідження засобів механізації грунту за технологією Strip-till вирощування соняшнику : кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» : спец. 208 "Агроінженерія" / Одеський державний аграрний університет. Одеса, 2026. URL: http://lib.osau.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/5857/1/Поліщук_2026_магістр_Агроінженерія_.pdf (дата звернення: 19.05.2026).
17. Результати випробувань: принцип роботи та переваги Strip-Till сівалки BEDNAR MATADOR MO. *BEDNAR FMT : офіційний блог*. 2025. URL: https://www.bednar.com/uk/blog/rezultaty-vyprobuvan-pryntsyp-roboty-ta-perevahy-strip-till-sivalky-bednar-matador-mo/ (дата звернення: 19.05.2026).
18. Романчук П. Весняний strip-till, три підходи до обробіку і живлення. *YouTube*. 2022. URL: https://www.youtube.com/watch?v=YNnvGg-9suA (дата звернення: 19.05.2026).
19. Середа Л. П., Ковальчук Д. А. Обґрунтування конструкції ґрунтообробного агрегату для технології Strip-till на засадах сталого розвитку. *Slovak International Scientific Journal*. 2022. № 61. С. 8–15. URL: https://socrates.vsau.org/repository/getfile.php/29692.pdf (дата звернення: 19.05.2026).

20. Томчук В. В. Практичні аспекти вирощування овочів і картоплі по технології Strip-Till. *Norwegian Journal of Development of the International Science*. 2020. № 42-1. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/praktichni-aspekti-viroschuvannya-ovochiv-i-kartopli-po-tehnologiyi-strip-till (дата звернення: 19.05.2026).
21. Хижняк М. В. Обгрунтування параметрів культиватора для смугового обробітку грунту : випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» : спец. 208 "Агроінженерія" / Дніпровський державний агроекологічний університет. Дніпро, 2024. 77 с. URL: https://dspace.dsau.dp.ua/server/api/core/bitstreams/40058a79-09d4-41fc-929e-9d7cbd22c060/content (дата звернення: 19.05.2026).
22. Gao Y., Hu Y., Yang S., Zhao X., Lu S., Dou H., Zhu Q., Li P., Zhu Y. Experimental Investigation of Impact Mechanisms of Seeding Quality for Ridge-Clearing No-Till Seeder Under Strip Tillage. *Agronomy*. 2025. Vol. 15, no. 8. P. 1875. DOI: https://doi.org/10.3390/agronomy15081875.
23. Golub G., Dvornyk A. Research of indicators of strip tillage. *TEKA. Quarterly journal of agri-food industry*. Lublin, 2020. Vol. 20, no. 2. P. 83–90.
24. Hou S., Ji Z., Xue D., Wang X., Feng B., Chen H. Improved Design and Test of Straw Cleaning Device Suitable for No-tillage Seeding Unit. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2023. Vol. 54. P. 111–122. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2023.07.011.
25. Jaskulska I., Jaskulski D. Strip-Till One-Pass Technology in Central and Eastern Europe: A MZURI Pro-Til Hybrid Machine Case Study. *Agronomy*. 2020. Vol. 10, no. 7. P. 925. DOI: https://doi.org/10.3390/agronomy10070925.
26. Jaskulska I., Romaneckas K., Jaskulski D., Wojewódzki P. A Strip-Till One-Pass System as a Component of Conservation Agriculture. *Agronomy*. 2020. Vol. 10, no. 12. P. 2015. DOI: https://doi.org/10.3390/agronomy10122015.
27. Li Y., Rui Z., Nana G., Tao C., Quanwei L., Dongxing Z. Performance of No-till Corn Precision Planter Equipped With Row Cleaners. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2015. Vol. 8. P. 15–25. URL:

https://ijabe.org/index.php/ijabe/article/view/1846/pdf (дата звернення: 19.05.2026).

28. Liu J., Wang H., Wang Q., Li S., Li H., He J. Design and Experiment of Strip Cleaning Device of No and Minimum-tillage Corn Planter. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2018. Vol. 49. P. 132–140. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.018.

29. Yuan P., Li H., Jiang G., He J., Lu C., Huang S. Design and Experiment of Straw Cleaning Device for Wide Narrow Maize No-tillage Sowing Strip in Drip Irrigation Area. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2021. Vol. 52. P. 43–52. URL: https://ijabe.org/index.php/ijabe/article/view/5911/pdf (дата звернення: 19.05.2026).

ДОДАТКИ