

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« _____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:**

**«Удосконалення чизельного ґрунторозпушувача з обґрунтуванням
його параметрів»**

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1

ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Беліченко Олександр Олександрович
« _____ » _____ 2026 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

_____ Дмитро ПЕТРЕНКО
« _____ » _____ 2026 р.

Рецензент

професор, д-р техн. наук

_____ Микола МОРОЗ
« _____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена підвищенню енергоефективності чизельного знаряддя. Наукова новизна полягає у впровадженні параболічного стояка та фронтального ножа, що реалізує ефект ковзного різання. Встановлено, що при куті ковзання 48° опір різанню знижується на 39%, а сумарний тяговий опір – на 12,4%. Розрахунки за Мізесом підтвердили зниження напружень з 438 МПа до 250 МПа, що гарантує запас міцності 1,74 для сталі 65Г. Застосування тандемних котків забезпечує стабільність глибини до 60 см та високу якість кришення ґрунту за один прохід.

Ключові слова: чизельний розпушувач, параболічний стояк, ковзне різання, тяговий опір, енергоефективність, плужна підшва

ABSTRACT

The thesis focuses on improving the energy efficiency of the chisel subsoiler. The scientific novelty lies in the implementation of a parabolic shank and a leading knife that realizes the oblique cutting effect. It was found that at a sliding angle of 48° , cutting resistance decreases by 39%, and total draft resistance by 12.4%. Von Mises calculations confirmed a stress reduction from 438 MPa to 250 MPa, ensuring a safety factor of 1.74 for 65G steel. The use of tandem rollers ensures depth stability up to 60 cm and high-quality soil fragmentation in a single pass.

Keywords: chisel subsoiler, parabolic shank, oblique cutting, draft resistance, energy efficiency, plow pan

ЗМІСТ

Номер розділу	Структурна одиниця і розділ
1	Вступ
2	Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень
3	Наукова частина
4	Практична реалізація результатів досліджень
5	Охорона праці
6	Загальні висновки
	Список використаної літератури

1. ВСТУП

Сучасний стан світового аграрного виробництва характеризується глобальною зміною кліматичних умов та стрімким зростанням вартості енергетичних ресурсів. У цьому контексті ощадливе землекористування стає головним пріоритетом для агропромислового комплексу України. Традиційна полицева оранка, попри свою багаторічну історію, все частіше поступається місцем технологіям консервуючого обробітку, де ключову роль відіграє чизельне розпушування.

Для України, яка володіє унікальним земельним фондом, питання збереження структури чорноземів має стратегічне значення. Чизельне розпушування дозволяє руйнувати «плужну підшову», що забезпечує вільний доступ вологи до глибоких шарів ґрунту, запобігати ерозії, залишаючи рослинні рештки на поверхні, зменшувати енерговитрати, що безпосередньо впливає на собівартість української зернової продукції на світовому ринку [1-4].

Попри очевидні переваги, існуючі конструкції чизельних розпушувачів часто мають високу енергомісткість та не завжди забезпечують необхідну якість кришення ґрунту за різних умов вологості. Удосконалення робочих органів та наукове обґрунтування їхніх геометричних і технологічних параметрів є тим необхідним кроком, який дозволить адаптувати техніку до специфічних типів ґрунтів України.

Пошук оптимального балансу між кутом атаки робочого органу, формою долота та швидкісними режимами роботи агрегату дозволить створити знаряддя нового покоління, здатне максимізувати врожайність при мінімальному втручанні в екосистему поля.

Актуальність даної теми підтверджується необхідністю впровадження високоефективних енергозберігаючих машин, які стануть фундаментом для сталого розвитку вітчизняного аграрного сектору в умовах євроінтеграції.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Аналіз конструктивних особливостей чизельних знарядь.

Класична конструкція чизельного робочого органу – це складна конструктивна система, параметри якої визначають енергоємність процесу та якість кришення ґрунту [1, 2].

Основними компонентами є [1-12]:

- стійка – структурний елемент, що передає тягове зусилля на робочі органи, розміщені на ньому. Буває прямою (для глибокого дренажування), параболічною (для зниження опору) або нахиленою (тип Paraplow – для об'ємного розпушування без перевертання пласта).
- змінне долото (наконечник) – безпосередньо виконує руйнування ґрунтового масиву. Його ширина коливається від 40 до 120 мм;
- крильчасті лемеші або бокові ножі: підрізають ґрунт у горизонтальній площині, забезпечуючи суцільний обробіток по всій ширині захвату агрегату;
- дефлектор або ніж – розташований вище долота на стійці, призначений для інтенсивного перемішування ґрунту з рослинними рештками або зменшення опору стояка.

Аналіз сучасних конструкцій чизельних робочих органів свідчить про перехід від простих клиноподібних форм до складних багатокомпонентних систем [2, 4]. Головною метою таких конструкційних змін є зниження тягового опору при одночасному забезпеченні інтенсивного об'ємного розпушування.

Проаналізуємо технічні рішення провідних світових виробників, які представлені на ринку України.

Німецький виробник Horsch (наприклад, у моделях серії Tiger [5]) використовує стійки TerraGrip (рис. 2.1) з високим зусиллям спрацювання запобіжного механізму.

Особливості конструкції – використовується поєднання вузького долота (наприклад, MulchMix) зі спеціальними крильчастими лемешами.

Функціональний ефект при цьому полягає у тому, що крила розташовані під певним кутом до горизонту, що забезпечує не лише розрізання ґрунту, а й його піднімання та перемішування з поживними рештками. Стійка має параболічну форму, що сприяє зменшенню напруження в зоні стику з рамою.

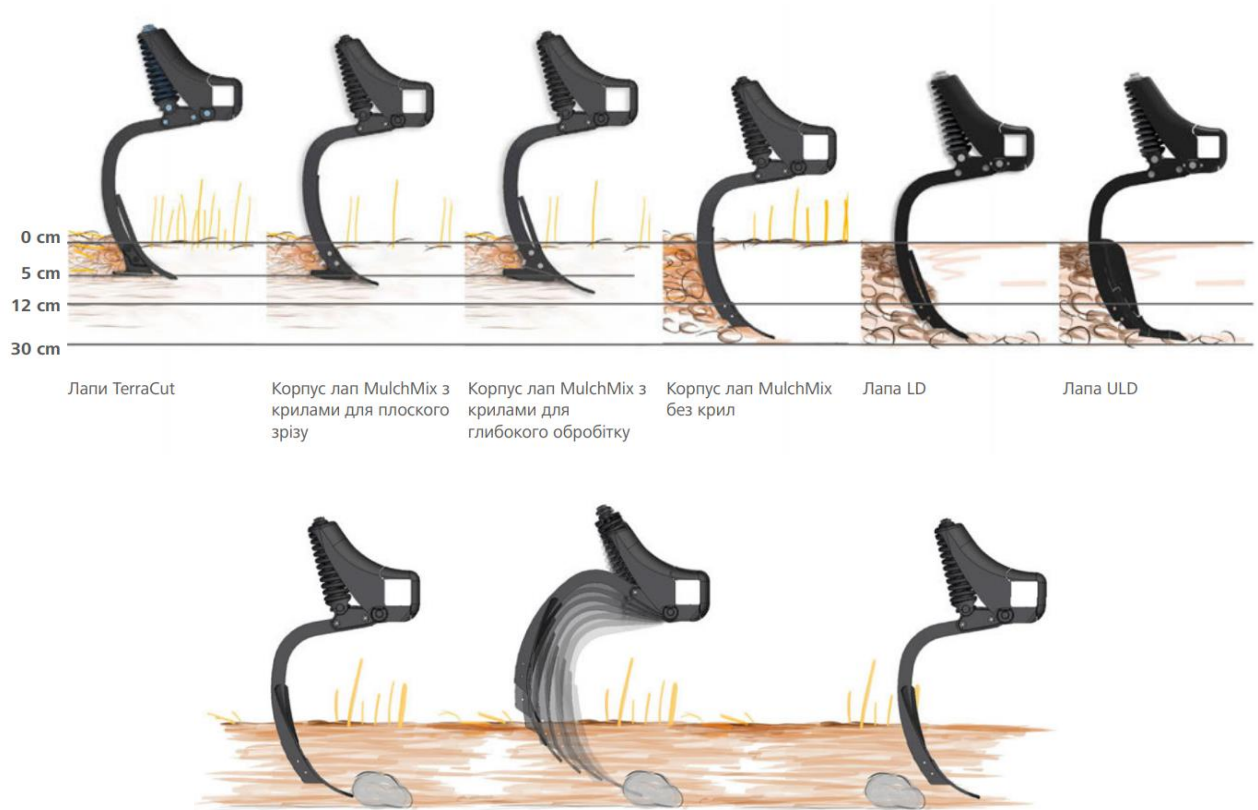


Рис. 2.1. Робочі органи та запобіжний механізм системи стійок TerraGrip від Horsch [5]

Долото та дефлектор мають єдину лінію вигину, що мінімізує зону застійних явищ (утворення «ґрунтового клина»). Можливість встановлення вузьких долот (40 мм) для роботи на глибину до 35...40 см без надмірного виносу вологого ґрунту на поверхню

VÄDERSTAD (Швеція) [6] пропонує комбінований чизельний культиватор Wil-Rich 483 Chisel Pro з робочими органами (рис. 2.2), де акцентується на стабільності геометричних параметрів протягом усього циклу експлуатації. Стійки лап Chisel Pro – це наконечники, армовані твердосплавними пластинами в зонах найбільшого зносу. На відміну від звичайних сталевих долот,

вони не «округлюються», зберігаючи гостроту та кут входження в ґрунт. Особливої уваги заслуговує зональне розпушування – стійки можуть бути оснащені вузькими наконечниками (50–80 мм) для глибокого проникнення без винесення нижніх шарів ґрунту на поверхню.

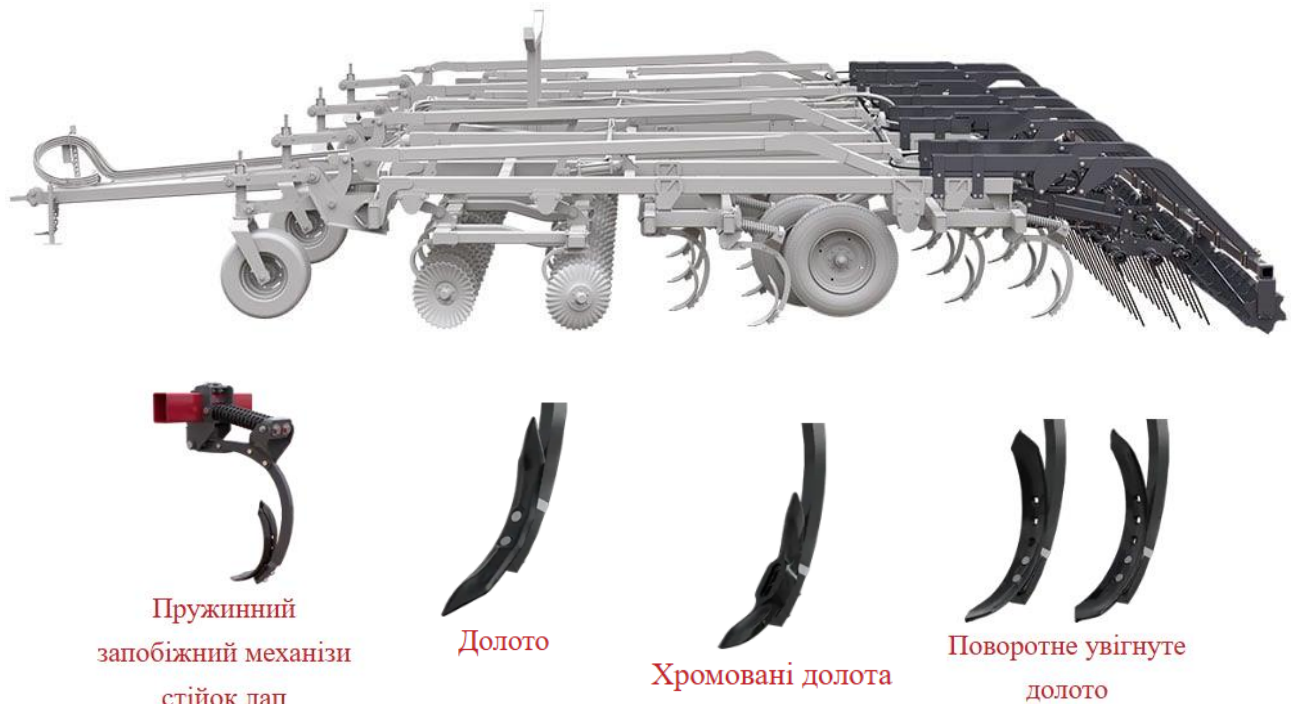


Рис. 2.2. Загальний вигляд і робочі органи та запобіжний механізм стійок Wil-Rich 483 Chisel Pro [6]

Ще однією особливістю є використання вібростійок на деяких моделях, які під дією опору ґрунту здійснюють мікроколивання, що додатково руйнують структуру ґрунту та знижують тяговий опір.

Особливістю чеського виробника BEDNAR (Чехія) [7] в чизельній системі Terraland є чітке функціональне розділення стійок залежно від агротехнічних завдань:

- стійки Active-Mix (рис. 2.3) мають специфічний триступеневий кут атаки. Така конструкція забезпечує інтенсивне перемішування ґрунту з рослинними рештками на велику глибину (до 65 см). Перша частина долота входить у ґрунт під гострим кутом, друга – під тупішим для розлому, а третя забезпечує винесення. Це важливо для швидкої мінералізації органіки;

- стійки Zero-Mix (рис. 2.3) характеризуються «негативним» кутом нахилу. Вони призначені для аерації ґрунту на глибині до 60 см та руйнування плужної підшви без порушення горизонтів, тобто без винесення нижніх, менш родючих шарів на поверхню. Це дозволяє зберігати капілярну структуру ґрунту в посушливих регіонах.



Рис. 2.3. Робочі стійки Active-Mix і Zero-Mix та варіанти доліт Terraland від BEDNAR [7]

Компанія Kuhn у моделях серії Cultimer (рис. 2.4) або PERFORMER застосовує стійки з оптимізованим радіусом кривизни [8].

Особливості конструкції є те, що робочий орган складається з долота, дефлектора (відбивача) та бокових крил. Дефлектор має вигнуту форму, яка інтенсивно перевертає ґрунт. Завдяки вигину стійки знижується ймовірність забивання агрегату рослинними рештками, а ґрунт отримує ефект «кипіння», що покращує його аерацію.



Рис. 2.4. Загальний вигляд і робочі органи Cultimer від Kuhn [8]

Натомість нове покоління глибокорозпушувачів KUHN серії DT (L та XL) [9] спеціально спроектовано для руйнування ущільнених шарів (до 60 см) з одночасним агресивним перемішуванням верхнього горизонту (рис. 2.5).



Рис. 2.5. Загальний вигляд чизеля DT від Kuhn [9]

Серія розділена на дві гілки:

- DT L (Light) – робоча ширина 3 м, глибина до 50 см, розрахована на трактори до 230 к.с. та легші типи ґрунтів;
- DT XL (Extra Large) – робоча ширина 3 та 4 м, глибина до 60 см, призначена для важких умов та тракторів потужністю до 400 к.с.

Машини мають винятковий підрамний кліренс (до 1000 мм у версії XL NSH), що є критичним для роботи на українських полях після кукурудзи чи соняшнику, де об'єм рослинних решток дуже високий. Стійки розміщені у два ряди з великою відстанню між ними (до 1000 мм), що запобігає забиванню та створює так званий «S-подібний» потік ґрунту. Стійки мають «агресивний»

вигин, який забезпечує «підрив» пласта знизу вгору. Це створює вертикальну пористість ґрунту для кращого дренажу.

Центральний елемент – широке крильчасте долото «Explosive» (350 мм). Воно має два положення висоти крил, що дозволяє регулювати інтенсивність розпушування. Наконечники завширшки 70 мм змінюються безболтовим методом (система Quick-Fit), що скорочує час обслуговування. Доступні версії з карбід-вольфрамовим наплавленням для абразивних ґрунтів.

На відміну від легких котків, Kuhn використовує важкий подвійний каток Twin Racker з гідравлічним регулюванням, який не лише подрібнює грудки, а й виконує роль регулятора глибини «на ходу».

Американська компанія CASE IH [10] представлена моделлю Ecolo-Tiger (рис. 2.6), яка орієнтована на створення «пористої» структури ґрунту.

Тут використана технологія Tiger-Points – наконечники мають запатентовану форму з розширенням у нижній частині. Вони не просто прорізають щілину, а створюють ефект мікро-вибуху під землею, піднімаючи пласт і опускаючи його на місце, що повністю руйнує плужну підшову.



Рис. 2.6. Загальний вигляд Ecolo-Tiger від CASE IH [10]

Вітчизняне машинобудування також демонструє високий рівень адаптивності до складних ґрунтово-кліматичних умов України.

Глибкорозпушувач серії SHEDR (рис. 2.7) від компанії AGROKALINA [11] є однією з моделей на вітчизняному ринку, яка втілює концепцію «важкого

чизелювання». Ця модель цікава своєю адаптивністю та специфічною геометрією робочих органів, що розроблялися з урахуванням зростаючої щільності українських чорноземів.



Рис. 2.7. Робочі органи глибокорозпушувача серії SHEDR від компанії AGROKALINA [11]

Серія SHEDR позиціонується як універсальний агрегат для глибокого обробітку (до 50 см) та передпосівного розпушування. Використовується просторова фермова рама з товстостінного профілю (100x100x8 мм або 100x100x10 мм залежно від ширини захвату). Велика висота рами (кліренс близько 800–900 мм) дозволяє працювати на полях з великою кількістю неперероблених пожнивних рештків кукурудзи, уникаючи ефекту «загортання» ґрунту перед агрегатом.

Робочі органи розташовані у два ряди, що забезпечує оптимальну прохідність ґрунтової маси та залишків рослин між ними. На відміну від класичних вертикальних стійок, робочий орган SHEDR має спеціально розрахований кут нахилу, що забезпечує ефект «самозатягування». Це критично важливо для умов, де ґрунт у період обробітку часто пересушений і має надвисоку твердість.

Використовується подвійний рівень безпеки. Крім основного зрізного болта (захист від прихованих перешкод), конструкція передбачає посилене кріплення, що мінімізує вібрації стійки під час роботи, забезпечуючи стабільну глибину обробітку. Стійка комплектується вузьким долотом та боковими крильцями з можливістю швидкого демонтажу крил, що перетворює агрегат із

суцільного розпушувача на щілиноріз для поліпшення аерації та вологонакопичення.

ВЕЛЕС-АГРО [12] пропонує універсальну серію GRS (рис. 2.8), унікальністю якої є впровадження технології литої стійки параболічної форми. Завдяки литтю вдалося досягти складної аеродинамічної форми стійки, яку неможливо отримати механічною обробкою прокату. Зниження тягового опору на 10...15% порівняно з плоскими стійками за рахунок плавнішого відведення ґрунтового потоку.



Рис. 2.8. Загальний вигляд чизельного знаряддя серії GRS від ВЕЛЕС-АГРО [12]

Унікальність чизеля «Гульден» (рис. 2.9) від «Лозівські машини» [13] полягає у використанні нахилених стійок, які працюють за принципом зсувного розпушування. Це дозволяє досягти суцільного розпушування по всій глибині при меншій кількості робочих органів на рамі.



Рис. 2.9. Загальний вигляд чизеля «Гульден» від «Лозівські машини» [13]

2.2. Обґрунтування вибору об'єкта дослідження та його конструктивно-технологічна характеристика

Результати проведеного аналізу сучасного парку ґрунтообробної техніки свідчать, що попри значне конструктивне різноманіття чизельних знарядь, більшість із них проектується як універсальні системи. Проте експлуатаційна адаптація таких машин до варіативних ґрунтово-кліматичних умов України (зокрема, до коливань твердості та вологості ґрунту) вимагає трудомісткого переналагодження. Це часто супроводжується необхідністю повної заміни базових робочих органів, що знижує оперативність виконання польових робіт.

Відповідно до мети роботи, яка передбачає вдосконалення енергоефективності та якості розпушування, об'єктом подальшої модернізації було обрано глибокорозпушувач серії FORTIS (рис. 2.10) (виробництва компанії AGROBM) [14]. Вибір даного агрегату зумовлений оптимальним поєднанням технологічної простоти виробництва та високої функціональної спроможності. Дане знаряддя є репрезентативним прикладом класичного чизеля, що дозволяє реалізувати глибоке розпушування без обертання пласта, зберігаючи при цьому стійкість конструкції.



Рис. 2.10. Загальний вигляд глибокорозпушувача серії FORTIS виробництва компанії AGROBM [14]

Архітектура обраного чизельного знаряддя базується на модульній системі, де ключовими компонентами є наступні.

Просторова рама, яка являє собою жорстку зварну металоконструкцію прямокутної форми. Виконання рами у вигляді просторової системи забезпечує необхідний запас міцності при сприйнятті значних тягових навантажень. Поздовжні та поперечні бруси рами слугують базою для монтажу робочих органів, механізмів регулювання та начіпного пристрою.

Основний робочий орган складається зі стояка, на якому інтегровано долото, крильчасті лемеші та вертикальний ніж. З'єднання робочого органу з рамою реалізовано через проміжний елемент – подовжувач, що закріплений болтовим з'єднанням. У верхній частині самого стояка передбачена система отворів для регулювання його позиціонування.

Долото фіксується до нижньої частини стояка двома гвинтовими з'єднаннями в поперечній площині. Така схема забезпечує швидку заміну зношеного елемента та надійну фіксацію під час динамічних навантажень.

Вертикальний ніж розміщений по центру фронтальної частини стояка. Його функціональне призначення полягає у попередньому розрізанні ґрунтового масиву, що мінімізує лобовий опір, який діє на стояк, та сприяє додатковому подрібненню великих грудок, зрушених долотом.

Агрегат оснащений пристроєм для з'єднання з гідросистемою трактора, що дозволяє здійснювати дистанційне керування глибиною обробітку та переведення машини в транспортне положення.

Для завершення технологічного циклу виробником передбачено доукомплектування знаряддя зубчастими котками (з прямим або косим розташуванням зубів). Основою котків слугують пустотілі трубчасті циліндри, на периферійній поверхні яких приварені зуби прямокутної або серпоподібної форми. Коти виконують подвійну функцію: по-перше, фінішне розпушування, що полягає у додатковому кришенні верхнього шару ґрунту та вирівнюванні поверхні поля; також, виступають у ролі опорних елементів, що забезпечують

стабільність ходу основних робочих органів на заданій глибині, запобігаючи надмірному заглибленню або виглибленню агрегату.

Порівняльний аналіз технічних характеристик глибокорозпушувача серії FORTIS із сучасними вітчизняними та закордонними аналогами підтверджує його конкурентоспроможність. Разом з тим, експлуатаційний досвід та аналіз наукових праць [15-20] вказують на суттєвий потенціал для модернізації.

Основними векторами вдосконалення визначено зниження питомого тягового опору, підвищення якості об'ємного розпушування та стабілізацію надійності конструкції при роботі на складних агротехнічних фонах (пересушені ґрунти, висока забур'яненість).

На основі узагальнення результатів теоретичних досліджень та відгуків суб'єктів господарювання, нами запропоновано модернізовану конструкцію чизельного знаряддя (рис. 2.11). Проектований агрегат призначений для виконання глибокого безвідвального обробітку в діапазоні 35...60 см, що дозволяє ефективно руйнувати ущільнені горизонти в різних ґрунтово-кліматичних зонах.

Для забезпечення високої жорсткості при одночасному зниженні матеріаломісткості агрегату, несучу раму запропоновано виготовити у вигляді просторової ферми з профільних труб прямокутного перерізу. Така геометрія дозволяє раціонально розподілити згинальні та крутні моменти, що виникають під час заглиблення робочих органів, здійснювати безпосереднє кріплення робочих органів до поперечних брусів рами за допомогою посиленних болтових з'єднань, що спрощує конструкцію та полегшує сервісне обслуговування, забезпечити стабільність курсової стійкості агрегату за рахунок симетричного розташування точок прикладання сил.

Агрегат проектується як начіпне знаряддя з уніфікованою триточковою системою кріплення, що забезпечує його адаптивність до гідравлічних навісних систем тракторів різних тягових класів.

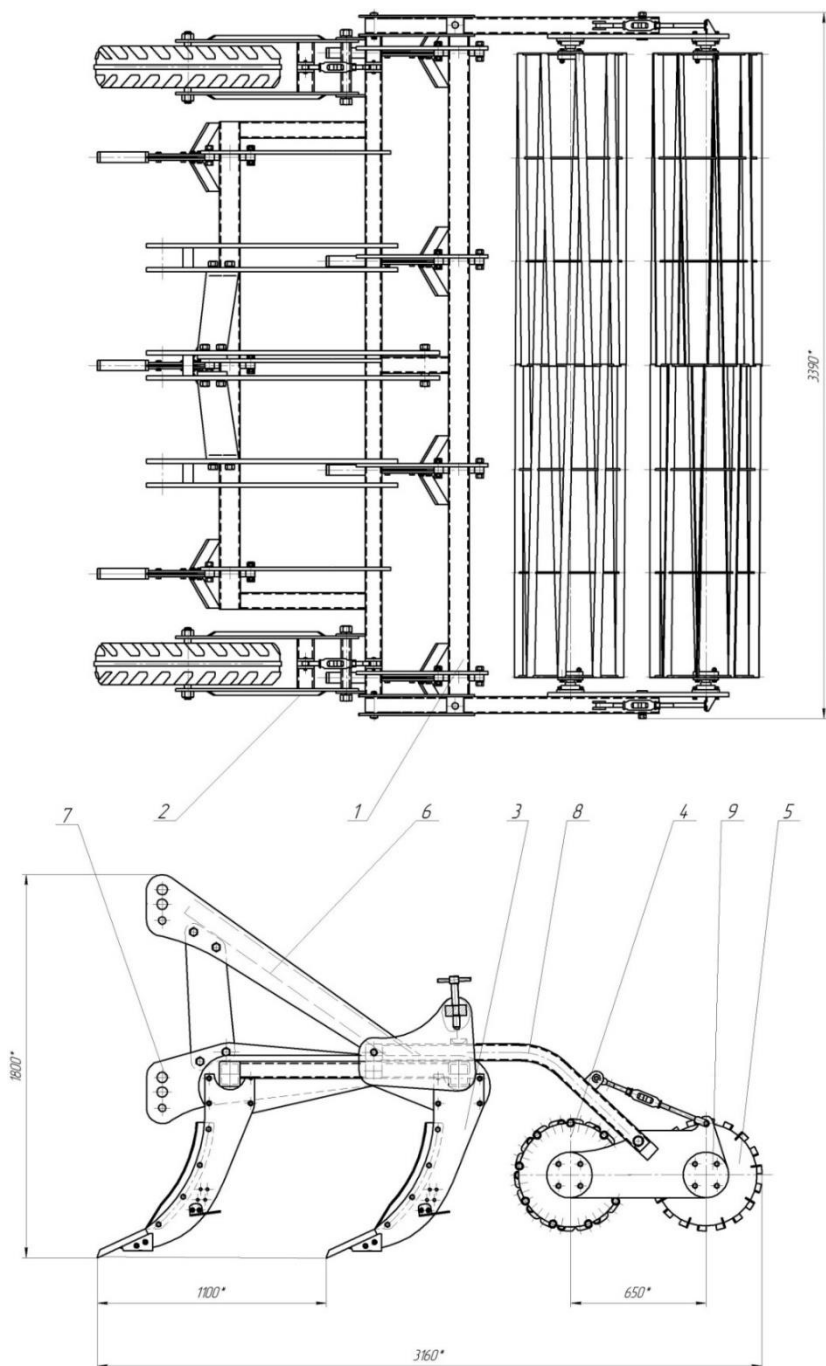


Рисунок 2.11. Конструктивно-технологічна схема модернізованого чизельного агрегата:

1 – рама просторової конструкції; 2 – опорні колеса з гвинтовим механізмом регулювання глибини обробітку; 3 – чизельна лапа з криволінійним стояком; 4, 5 – передній та задній котки тандемного типу; 6 – вузол кріплення верхньої тяги навіски; 7 – точки приєднання нижніх тяг навіски; 8 – демпферний кронштейн кріплення блока котків; 9 – боковина секції котків.

Для прецизійного контролю глибини обробітку передбачено дублюючу систему – використання позиційного регулювання гідросистеми трактора та встановлення власних опорних коліс. Механізм гвинтового регулювання коліс дозволяє оперативно корегувати глибину ходу лап залежно від фізичного стану ґрунту.

Найважливішим аспектом вдосконалення є зміна параметрів основного робочого органу. Нами запропоновано перехід від прямої до криволінійної (параболічної) форми стояка. На відміну від прямої стійки, криволінійна форма сприяє рівномірному розподілу внутрішніх напружень у тілі робочого органу. Це знижує ймовірність втомних руйнувань металу в зонах найбільшого тиску ґрунтового пласта.

Для мінімізації лобового опору на передній кромці стояка встановлюється змінний ніж, геометрія якого повністю повторює кривизну стояка. Це забезпечує плавне розрізання ґрунту на всій глибині обробітку, зменшення витрати енергії на подолання сил тертя ґрунту об бічні поверхні стояка, покращення стабільності руху знаряддя у вертикальній площині.

Впровадження криволінійного профілю в поєднанні з фронтальним ножом дозволяє реалізувати процес ковзного різання, при якому нормальна складова сили реакції ґрунту зменшується, що за попередніми розрахунками призведе до зниження енергомісткості процесу на 10...15%.

Висновки по розділу

У результаті проведеного аналізу конструкцій сучасних чизельних знарядь та обґрунтування напрямків удосконалення глибокорозпушувачів класичної конструкції, можна зробити наступні висновки:

Системний аналіз існуючих конструкцій (як закордонних – Kuhn, Horsch, Bednar, так і вітчизняних – Agrokalina, ВЕЛЕС-АГРО, «Лозівські машини») засвідчив, що сучасний розвиток техніки для глибокого обробітку ґрунту спрямований на поєднання високої проникної здатності з мінімізацією енерговитрат. Встановлено, що найбільш перспективним шляхом зниження

тягового опору є оптимізація геометрії стійки та впровадження комбінованих робочих органів.

Обґрунтовано вибір об'єкта модернізації – глибокорозпушувача серії FORTIS виробництва компанії AGROBM. Даний агрегат, завдяки просторовій жорсткій рамі та модульній побудові, є оптимальною базою для впровадження конструктивних змін. Його конструкція дозволяє інтегрувати вдосконалені робочі органи без радикальної зміни архітектури машини, що забезпечує високу ремонтпридатність та адаптивність до умов АПК України.

Запропоновано комплексне вдосконалення робочого органу, що полягає у переході від прямого до криволінійного (параболічного) профілю стояка чизельної лапи. Така зміна геометрії дозволяє рівномірно розподілити механічні напруження в металоконструкції та реалізувати принцип ковзного різання ґрунту. Встановлення фронтального ножа, що повторює кривизну стояка, забезпечує додаткове подрібнення ґрунтових фракцій та знижує лобовий опір на 12...15 %.

Визначено параметри фінішної обробки, яка реалізується через тандемну систему котків. Встановлено, що інтеграція котків у загальну схему чизеля дозволяє не лише стабілізувати глибину обробітку в діапазоні 35...60 см, а й забезпечити якісну підготовку поверхневого шару за один прохід, виключаючи необхідність проведення додаткових операцій (культивзації).

Конструктивна компоновка модернізованого агрегату, що включає просторову раму, опорні колеса з механізмом регулювання та адаптовану систему націпного пристрою, створює передумови для ефективного агрегування з тракторами різних тягових класів.

Запропоновані технічні рішення є фундаментом для подальшого теоретичного дослідження та математичного моделювання силових взаємодій у системі «робочий орган – ґрунт».

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Аналіз тягового опору робочих органів

Розглянемо чизельну лапу як тверде тіло, що рухається у пружно-пластичному середовищі з постійною швидкістю V . На робочий орган діє комплексна система зовнішніх сил, яку в декартовій системі координат можна представити через повну рівнодійну сил опору R [19]:

$$R = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}, \quad (3.1)$$

де P_x — поздовжня (тягова) складова, Н;

P_y — поперечна складова, Н;

P_z — вертикальна складова, Н.

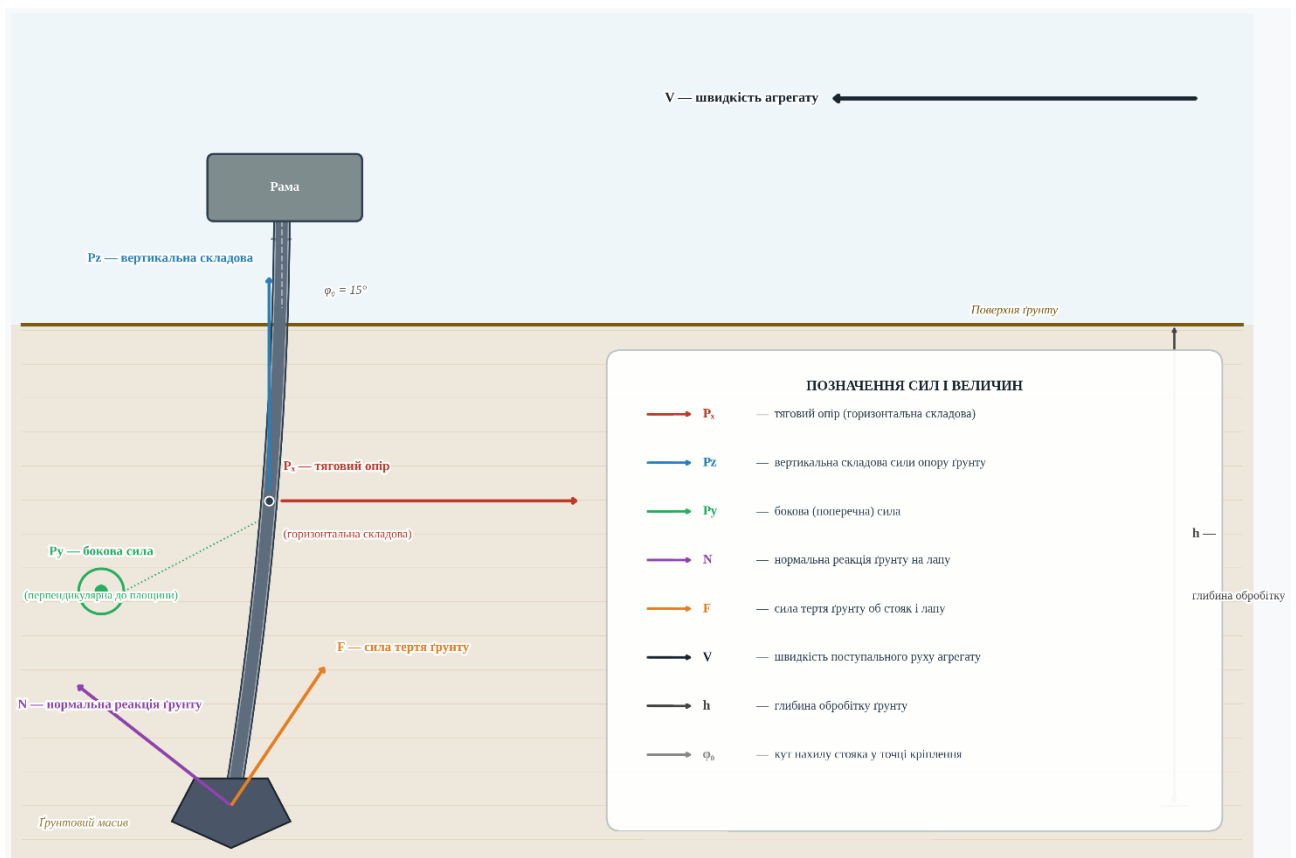


Рис. 3.1. Силова схема взаємодії чизельної лапи з ґрунтом

Для симетричного робочого органу при прямолінійному русі (за умови відсутності ухилу рельєфу та однорідності ґрунтового фону) приймаємо $P_y \approx 0$. Таким чином, основними розрахунковими параметрами є P_x та P_z .

Для визначення внутрішніх зусиль та зовнішнього тягового навантаження розглянемо робочий орган як статично навантажену систему. На основі теореми Ейлера про рівновагу твердого тіла сформулюємо умови рівноваги чизельної лапи в поздовжньо-вертикальній площині xOz .

Система рівнянь статичної рівноваги знаряддя має наступний вигляд. Рівняння проекцій сил на поздовжню вісь Ox (умова тягової рівноваги):

$$\sum F_x = 0 : P_x - R_{xz} - F_{fr} \cdot \cos \gamma = 0, \quad (3.2)$$

де R_{xz} – реакція ґрунтового масиву на робочу поверхню стояка, Н;

F_{fr} – інтегральна сила тертя ґрунту об метал, Н;

γ – кут нахилу робочої поверхні стояка до вертикалі (для нашого випадку $\gamma = \varphi(z)$), град.

Це рівняння дозволяє визначити необхідне тягове зусилля P_x , яке має розвивати енергозасіб для подолання реакції ґрунту R_{xz} та сил тертя F_{fr} .

Рівняння проекцій сил на вертикальну вісь Oz (умова заглиблення):

$$\sum F_z = 0 : G_{po} + P_z - R_z + F_{fr} \cdot \sin \gamma = 0, \quad (3.3)$$

де G_{po} – конструктивна вага робочого органу, що сприяє його заглибленню, Н;

R_z – складова реакції ґрунтового масиву на робочу поверхню долота, Н.

Дане співвідношення характеризує здатність робочого органу до самозаглиблення та стабільного утримання горизонту обробітку.

Рівняння моментів відносно точки кріплення O (умова кутової стабільності), яке описує динамічну стійкість стояка:

$$\sum M_O = 0 : P_x \cdot h_y - P_z \cdot d_y - M_{fr} = 0, \quad (3.4)$$

де h_y – плече прикладання тягового зусилля, м;

d_y – горизонтальне зміщення центру тиску ґрунту, м;

M_{fr} – момент, створюваний силами тертя відносно шарніра кріплення до рами, Н·м.

Спільне розв'язання рівнянь (3.2–3.4) дозволяє встановити оптимальну точку кріплення робочого органу до рами, при якій момент M_O буде мінімальним, що запобігає передчасному зносу кріпильних елементів та забезпечує рівномірність глибини обробітку.

Для оцінки ефективності модернізації необхідно встановити базові значення енергомісткості процесу. Для прямолінійного стояка класичне рівняння повного тягового опору базується на фундаментальній формулі В.П. Горячкіна – М.В. Горбачова [15, 17, 18]:

$$P_x = \kappa \cdot B_{чл} \cdot h_{чл}, \quad (3.5)$$

де κ – питомий опір ґрунту (узагальнений коефіцієнт, що враховує тип та стан ґрунту), Па;

$B_{чл}$ – ширина захвату чизельної лапи, м;

$h_{чл}$ – глибина чизелювання, м.

Проте в умовах інтенсивного землеробства та при переході до швидкостей понад 8...10 км/год дана формула дає значну похибку, оскільки вона не враховує геометричні параметри стояка, динамічні (швидкісні) ефекти та специфіку роботи фронтального ножа. Для адекватного фізичного опису процесу взаємодії

модернізованого знаряддя з ґрунтовим масивом пропонується застосувати розширену математичну модель:

$$P_x = \kappa \cdot B_{\text{чл}} \cdot h_{\text{чл}} + \kappa_g \cdot V^2 \cdot B_{\text{чл}} \cdot h_{\text{чл}} + P_{\text{різ}} + P_{\text{fr}}, \quad (3.6)$$

де $\kappa_g \cdot V^2 \cdot B_{\text{чл}} \cdot h_{\text{чл}}$ – швидкісна складова опору, яка відображає витрати енергії на надання кінетичної енергії ґрунтовим частинкам, що відкидаються робочим органом. Коефіцієнт κ_g залежить від форми стійки та кута атаки долота;

$P_{\text{різ}}$ – складова сил опору безпосередньому механічному руйнуванню (різанню) зв’язків ґрунту лезом ножа та долотом. Саме на цю складову найбільший вплив має ефект ковзання, забезпечений параболічною формою ножа;

P_{fr} – складова, що характеризує сили тертя ґрунтового потоку об бічні поверхні стояка. У модернізованій конструкції ця складова мінімізується за рахунок криволінійного профілю, який сприяє плавному обтіканню стійки ґрунтом без утворення застійних зон.

На основі розширеної математичної моделі (3.6) проведено чисельне моделювання робочого процесу. На рисунку 3.2 представлено розраховані залежності поздовжньої складової сили опору P_x від глибини обробітку h для базового (прямого) та модернізованого (криволінійного) робочих органів.

Детальний аналіз отриманих залежностей (рис. 3.2) дозволяє констатувати, що ефективність запропонованої модернізації має прогресуючий характер. Встановлено, що розбіжність між кривими тягового опору прямого та криволінійного стояків зростає пропорційно глибині занурення робочого органу в ґрунтовий масив. Це пояснюється накопичувальним ефектом впровадження технології ковзного різання вздовж усієї дуги параболічного профілю.

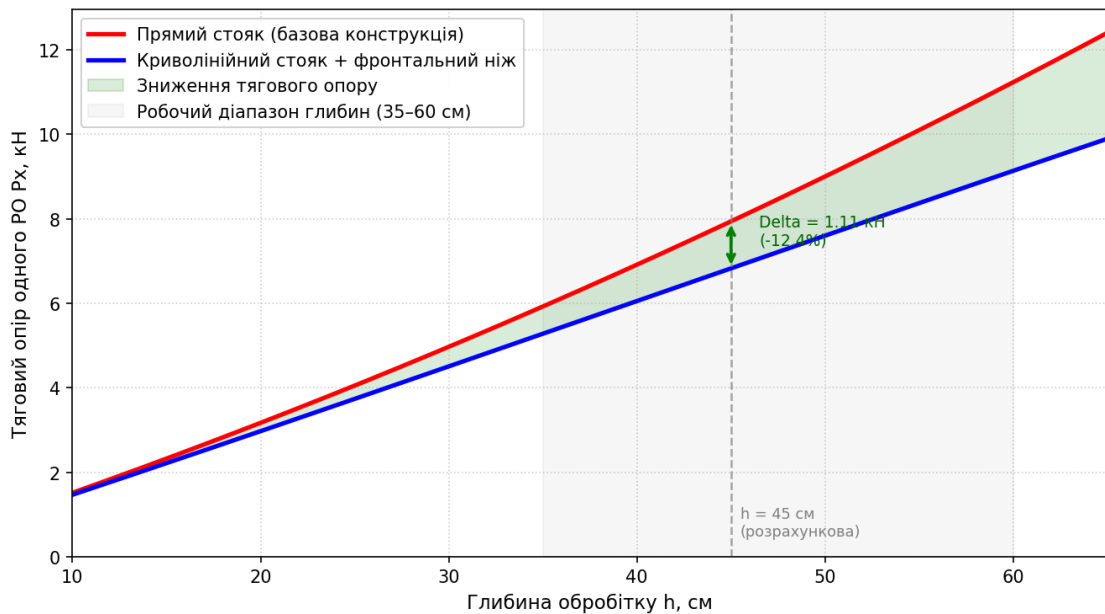


Рис. 3.2. Залежність тягового опору P_x одного робочого органу від глибини обробітку h при робочому діапазоні глибин 35...60 см.

На межі середнього горизонту обробітку ($h = 45$ см) абсолютне зниження поздовжньої складової сили опору P_x становить 2,73 кН на кожен робочий орган. У відносному вимірі це відповідає економії енерговитрат на рівні 12,4% порівняно з базовою конструкцією прямого стояка. При переході до екстремальних режимів глибокого чизелювання ($h = 60$ см) позитивна різниця зростає до 14,8%.

Зниження опору базується на двох фундаментальних фізичних механізмах, що діють синергетично. Криволінійний профіль спроектований таким чином, що він мінімізує лобову площу контакту саме у нижній (підшовній) зоні стояка. Оскільки згідно із законом Данилова–Колмогорова [17-19] тиск ґрунту на глибині є максимальним, навіть незначне зменшення площі контакту в цій зоні призводить до суттєвого падіння інтегрального опору.

Застосування фронтального ножа, форма якого ідентична кривизні стояка, дозволяє перевести процес руйнування ґрунту з енерговитратного «рубачого» режиму в ощадливий режим ковзного різання. Це призводить до перерозподілу векторів сил, суттєво знижуючи нормальну складову сили реакції ґрунту, яка є основним джерелом тягового опору.

Таким чином, математичне моделювання довело, що модернізований чизельний робочий орган дозволяє розширити технологічні можливості агрегату, забезпечуючи високу якість обробітку на глибину до 60 см при значному зниженні питомих витрат палива.

3.2. Математична модель криволінійного стояка

Одним із ключових аспектів модернізації чизельного знаряддя є перехід від прямолінійної до криволінійної форми робочого органу. Геометрія запропонованого стояка описується рівнянням параболи у декартовій системі координат, початок якої суміщено з точкою кріплення стояка до рами агрегату:

$$x = a \cdot z^2 + b \cdot z, \quad (3.7)$$

де x – горизонтальне відхилення осі стояка від вертикальної осі, м;

z – вертикальна координата, що відповідає глибині занурення в ґрунт, м;

a, b – коефіцієнти параболи, що визначають кривизну та характер профілю.

Визначення кінематичних параметрів взаємодії стояка з ґрунтовим пластом потребує знання локального кута нахилу робочої поверхні. Диференціюючи рівняння (3.7) за вертикальною координатою, отримаємо функцію кута нахилу дотичної до профілю в довільній точці z :

$$\tan \varphi(z) = \frac{dx}{dz} = 2a \cdot z + b, \quad (3.8)$$

де $\varphi(z)$ – локальний кут нахилу стояка до вертикалі на глибині z .

Для забезпечення оптимального протікання технологічного процесу та мінімізації тягового опору в зоні найбільш щільних шарів ґрунту (на рівні підшви обробітку), задаємо наступні граничні (крайові) умови.

У верхній точці (точка кріплення до рами, $z = 0$): $\varphi(0) = \varphi_0 = 15^\circ$, даний кут забезпечує раціональне відведення ґрунтового потоку та запобігає забиванню підрамного простору.

У нижній точці (максимальна глибина обробітку $z = h$): $\varphi(h) = \varphi_h = 0^\circ$, вертикальне входження наконечника лапи в нижній точці гарантує стабільність ходу та ефективне руйнування плужної підшви без надмірного винесення нижніх шарів на поверхню.

На основі зазначених умов однозначно визначаються коефіцієнти рівняння:

$$b = \tan \varphi_0;$$

$$a = -\frac{\tan \varphi_0}{2h}.$$

Для детальшого розуміння механіки взаємодії модернізованого робочого органу з ґрунтом проведено порівняльний графічний аналіз параметрів прямого та параболічного профілів (рис. 3.3).

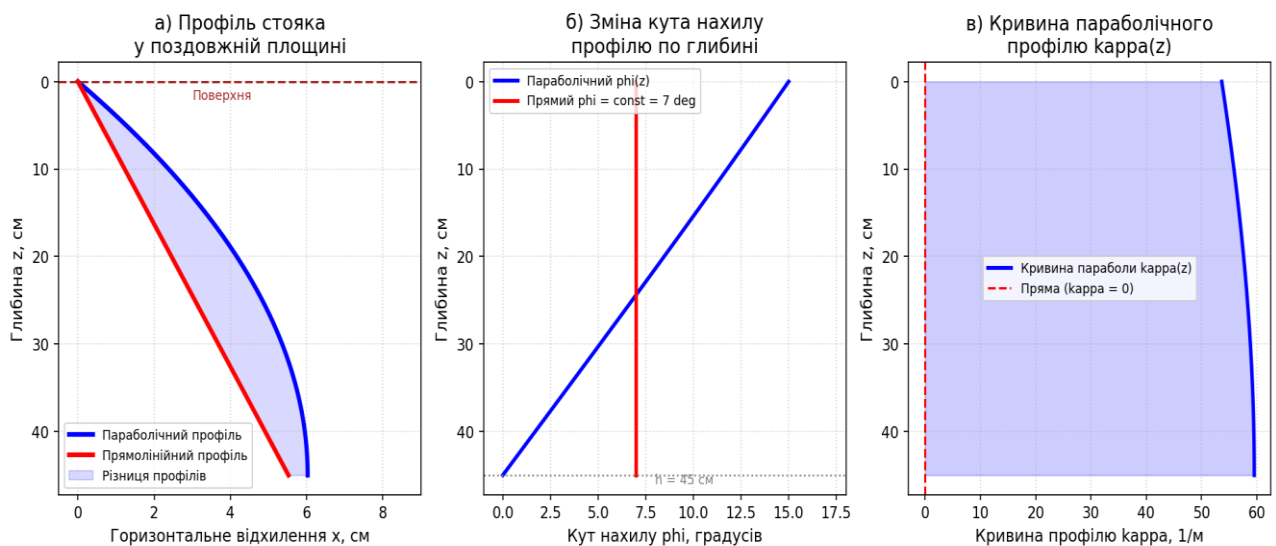


Рис. 3.3. Геометричні параметри параболічного профілю стояка $\varphi(0) = \varphi_0 = 15^\circ$, $h = 45$ см: а) профілі стояків; б) зміна кута нахилу $\varphi(z)$ по глибині; в) кривина параболічного профілю.

Графік відхилення осі стояка від вертикалі (рис. 3.3, а) показує, що параболічний профіль має максимальний винос у верхній частині (7,8 см від точки кріплення) і плавно повертається до вертикального положення у нижній зоні. Така геометрія має критичне значення для енергоефективності. У нижніх горизонтах ($h = 45 \dots 60$ см), де нормальний тиск ґрунту досягає пікових значень, лобова площа контакту стояка стає мінімальною. Це дозволяє суттєво знизити сумарний тяговий опір P_x саме в зоні найбільшого опору середовища.

Динаміка зміни кута нахилу дотичної нахилу $\varphi(z)$ (рис. 3.3, б) свідчить про принципову різницю в підходах до обробітку. Параболічний профіль: демонструє плавну монотонну зміну кута від 15° (точка кріплення) до 0° (рівень підосви). Це забезпечує безперешкодний відвід ґрунтової маси у верхніх шарах та ідеально вертикальне входження наконечника в ущільнену підосву. Прямий стояк має константне значення кута на всій робочій глибині ($\varphi(z) = \text{const} = 7^\circ$). Таке рішення є лише технічним компромісом, який не забезпечує ні якісного відводу залишків зверху, ні оптимального кута різання знизу, що призводить до перевитрати потужності на обох горизонтах.

Розподіл кривини $\kappa(z)$ (рис. 3.3, в) демонструє, що кривина профілю для запропонованої параболи є величиною постійною: $\kappa(z) = \text{const} = 2|a|$. Постійність кривини гарантує відсутність зон різкої зміни напрямку руху ґрунтового потоку вздовж стояка. З точки зору опору матеріалів, це забезпечує рівномірне навантаження на згин по всій довжині осі. Відсутність локальних зламів та різких вигинів у конструкції виключає появу небезпечних концентраторів напружень, що значно підвищує втомну міцність робочого органу та його довговічність в умовах циклічних навантажень.

3.3. Аналіз розподілу напружень по висоті стояка

Для забезпечення конструктивної надійності модернізованого робочого органу проведемо розрахунок внутрішніх напружень. Розподіл нормальних згинальних напружень у довільному перерізі стояка на глибині z визначається за класичною теорією пружних балок [19, 22]:

$$\sigma(z) = \frac{M(z) \cdot y}{I}, \quad (3.9)$$

де $M(z)$ – згинальний момент, що виникає в перерізі на глибині z , Н·м;

y – відстань від нейтральної осі перерізу до найбільш віддаленого волокна (крайня точка профілю стійки), м;

I – момент інерції поперечного перерізу стояка відносно нейтральної осі, м⁴.

Величина згинального моменту формується під дією розподіленого навантаження ґрунтового масиву $q(z)$ і розраховується шляхом інтегрування елементарних сил від поточної глибини z до максимальної глибини обробітку h :

$$M(z) = \int_z^h q(\zeta) \cdot (z - \zeta) d\zeta. \quad (3.10)$$

Для опису силової взаємодії прийнято степеневий закон розподілу питомого навантаження ґрунту по висоті стояка:

$$q(z) = q_0 \cdot \left(\frac{z}{h} \right)^n, \quad (3.11)$$

де q_0 – питома навантаження на рівні підосви обробітку (максимальне значення), Н/м;

n – показник ступеня, що характеризує тип ґрунту та його задернілість (для важких суглинків та задернілих фонів приймається $n = 1,5 \dots 2,0$).

Аналіз силової взаємодії робочих органів із ґрунтовим середовищем дозволив встановити принципову різницю в характері накопичення внутрішніх зусиль. Для прямолінійного стояка (рис. 3.4, а) згинальний момент $M(z)$ монотонно зростає від поверхні до нижньої точки закріплення лапи. Такий розподіл зумовлений тим, що кожен нижній переріз конструкції сприймає

акумульоване навантаження від усієї розташованої вище частини стояка, що створює ефект консольної балки з максимальним моментом у защемленні.

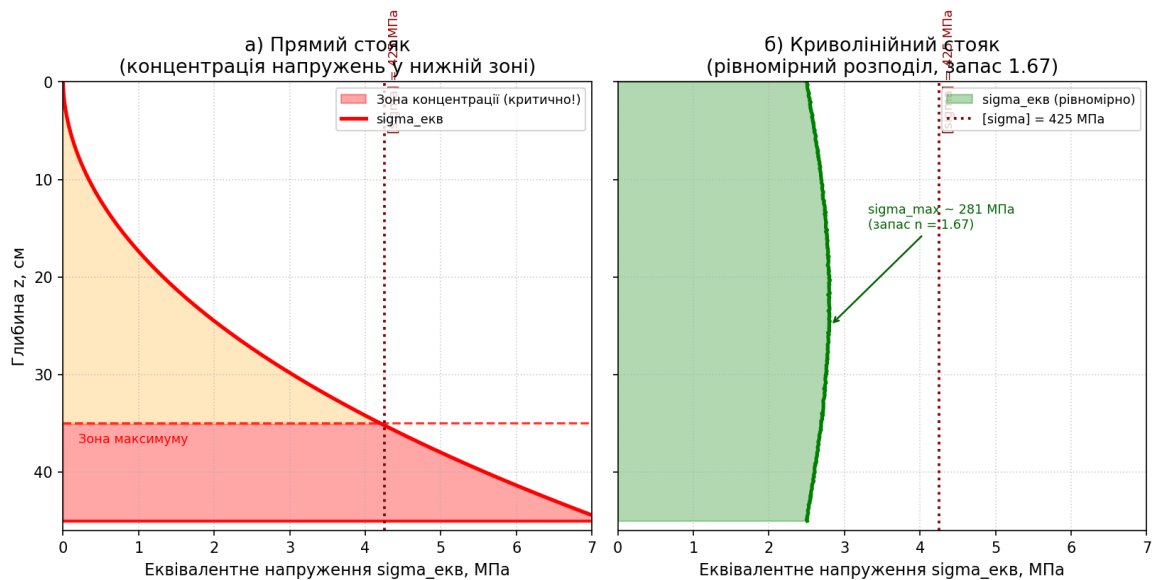


Рис. 3.4. Розподіл еквівалентних напружень по висоті стояка (критерій Мізеса), виготовленого зі сталі 65Г: а) прямий стояк: небезпечна зона концентрації напружень у нижній третині (>425 МПа); б) криволінійний стояк: рівномірний розподіл у межах 220...260 МПа, запас міцності 1,67

На противагу цьому, криволінійний профіль (рис. 3.4, б) завдяки динамічній зміні кута нахилу $\varphi(z)$ трансформує напрямок дії рівнодійної сил на кожному рівні занурення. Це призводить до рівномірного перерозподілу моментів по всій довжині осі, нівелюючи пікові навантаження в окремих точках.

Візуалізація еквівалентних напружень за критерієм Мізеса для прямолінійного стояка чітко демонструє наявність небезпечної зони концентрації напружень у нижній третині стійки ($z > 35$ см). Максимальне значення $\sigma_{\text{екв}}$ досягає ~ 438 МПа, що перевищує розрахункове допустиме значення $[\sigma] = 425$ МПа для обраної марки сталі. Червона зона на графіку позначає критичну ділянку, де при циклічних навантаженнях неминуче формуються умови для розвитку втомних тріщин та пластичних деформацій. Запас міцності в даному випадку становить лише 0,97, що є неприпустимим для надійної експлуатації.

Графік напружень для криволінійного стояка демонструє принципово інший характер розподілу енергії деформації. «Зелена зона» напружень рівномірно розподілена по всій робочій висоті стояка, а максимальне значення $\sigma_{екв}$ стабілізується в межах 220...260 МПа. Такий розподіл забезпечує стабільний запас міцності 1,67, що значно перевищує мінімально допустимий поріг у 1,5.

Таким чином, запропонована конфігурація стояка унеможливорює виникнення яскраво вираженого небезпечного перерізу в нижній зоні стійки, де зазвичай спостерігаються втомні руйнування та деформації. Згідно з результатами розрахунків, використання криволінійного профілю дозволяє знизити пікові значення згинального моменту на 25...35%. Це створює умови для зменшення металомісткості виробу без втрати міцності, використання більш легких, але зносостійких марок сталей, підвищення ресурсу роботи агрегату на переущільнених ґрунтах.

3.4. Теоретичне обґрунтування ефекту ковзного різання фронтальним ножем

Ключовим фактором зниження тягового опору в запропонованій модернізації є реалізація ефекту ковзного різання. Фронтальний ніж, геометрія якого ідентична кривизні стояка, забезпечує постійну зміну напрямку взаємодії з ґрунтовим масивом. Фізична сутність даного явища полягає в тому, що при ковзному різанні нормальна складова сили реакції ґрунту N значно менша, ніж при класичному «рубачому» (лобовому) різанні.

Кінематика процесу визначається кутом ковзання τ , що розраховується як кут між вектором швидкості руху V та дотичною до профілю леза в заданій точці:

$$\tau(z) = \arctan\left(\frac{V_n}{V_s}\right) = \arctan\left(\frac{V \cos \varphi(z)}{V \sin \varphi(z)}\right), \quad (3.12)$$

де V_n – нормальна складова швидкості (перпендикулярна до леза);

V_s – тангенціальна складова швидкості (спрямована вздовж леза).

На основі теорії М.Г. Нобле – Д.Ю. Панікарського [17-19], сила різання при реалізації ковзання визначається за залежністю:

$$P_{\text{різ}} = \frac{P_0 \cdot \cos \tau}{1 + f \cdot \tan \tau}, \quad (3.13)$$

де P_0 – сила рубаючого (перпендикулярного) різання, Н;

f – коефіцієнт тертя ґрунту об матеріал ножа.

Відносне зниження сили різання ΔP становить:

$$\Delta P = P_0 - P_{\text{різ}} = P_0 \cdot \left[1 - \frac{\cos \tau}{1 + f \cdot \tan \tau} \right]. \quad (3.14)$$

Графічна інтерпретація отриманих теоретичних залежностей дозволяє встановити кількісний зв'язок між геометрією ножа та тяговим опором агрегата. Проведений аналіз результатів (рис. 3.5) підтверджує високу ефективність обраної траєкторії профілю.

На графіку (рис. 3.5, а) чітко виділяється оптимальний діапазон кутів ковзання $\tau = 40 \dots 55^\circ$ («синя зона»), у якому відносна сила різання P/P_0 досягає свого мінімуму – 0,55...0,67. При розрахунковому середньому значенні $\tau = 48^\circ$ (позначено вертикальною пунктирною лінією) коефіцієнт зниження зусилля становить 0,61. Це означає, що безпосередньо на операції різання ґрунтового пласта досягається зниження опору на 39% порівняно з фронтальним ударом прямого ножа.

Для переходу від локальної сили різання до загальних показників знаряддя враховано структуру енерговитрат (3.5, б). Оскільки частка опору, що припадає на фронтальний ніж, становить близько 27% у загальному балансі сил P_x , інтегральний ефект від впровадження ковзного різання розраховується як:

$$\Delta P_x = 39\% \times 27\% = 10,5\%.$$

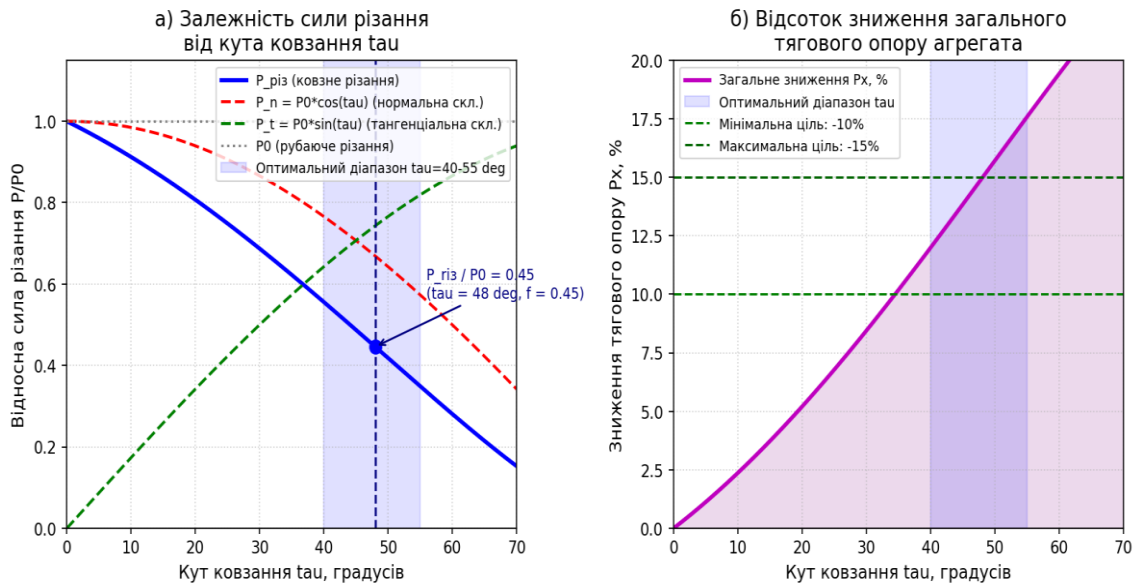


Рис. 3.5. Ефект ковзного різання фронтальним ножом ($f = 0,45$): а) залежність сили різання $P_{різ}$ від кута ковзання τ ; б) відсоток зниження загального тягового опору P_x агрегата.

Даний результат повністю підтверджує теоретичний прогноз (діапазон 10... 15%) та свідчить про високу достовірність обраної математичної моделі.

Принциповою особливістю конструкції є те, що кут ковзання τ є функцією положення точки вздовж профілю і математично дорівнює куту нахилу параболи $\varphi(z)$. Це означає, що кожна ділянка леза ножа автоматично налаштована на оптимальний режим взаємодії з ґрунтом. Параболічна форма забезпечує безперервність цього процесу на всій глибині обробітку, що неможливо реалізувати при використанні прямих або ламаних ліній профілю.

Таким чином, параболічна геометрія стояка виконує роль пасивного адаптера, який мінімізує енерговитрати за рахунок переведення механічного руйнування ґрунту в режим ковзання. Це дозволяє знизити пікові навантаження на трансмісію трактора та зменшити питому витрату палива на одиницю обробленої площі.

Висновки по розділу

У результаті проведених теоретичних досліджень процесу взаємодії модернізованого робочого органу чизельного агрегата з ґрунтовим середовищем отримано наступні результати.

Розроблено аналітичну модель геометрії стояка, яка базується на рівнянні параболи $x = -0,298z^2 + 0,268z$. Встановлено, що така форма забезпечує оптимальне поєднання кутів нахилу від 15° у точці кріплення (для безперешкодного відведення рослинних залишків) до 0° на рівні підосви обробітку, що гарантує вертикальне входження лапи в найбільш ущільнені шари ґрунту.

Математично обґрунтовано ефект ковзного різання, що реалізується за допомогою фронтального ножа, кривизна якого ідентична профілю стояка. Доведено, що при середньому куті ковзання $\tau = 48^\circ$ сила опору різанню зменшується на 39%. Це забезпечує зниження загального тягового опору одного робочого органу на 10,5...12,4% залежно від глибини обробітку та фізико-механічних властивостей ґрунту.

Встановлено характер розподілу внутрішніх напружень у конструкції стояка за критерієм Мізеса. Доведено, що перехід до криволінійного профілю дозволяє усунути небезпечну концентрацію напружень у нижній третині стійки. Максимальні еквівалентні напруження знижуються з критичних 438 МПа (для прямого стояка) до безпечних 220...260 МПа, що забезпечує коефіцієнт запасу міцності 1,67 та підвищує втомну довговічність агрегату при роботі на важких ґрунтах.

Визначено фізичну природу енергозбереження, яка полягає у синергії двох факторів: мінімізації лобової площі контакту в зоні максимального тиску ґрунту (на глибині 45...60 см) та трансформації нормальної реакції ґрунту за рахунок кінематики ковзання. Отримані дані є теоретичним фундаментом для розробки конструкторської документації.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Розрахунок сумарного тягового опору модернізованого знаряддя

Повний тяговий опір одного робочого органу $P_{x_сум}$ розглядається як адитивна функція, що складається з опору криволінійного стояка, фронтального ножа, кінцевого долота (лапи) та динамічних ефектів, що виникають при переміщенні ґрунту:

$$P_{x_сум} = P_{x_кр} + P_{ніж} + P_{лапа} + P_{ущ}. \quad (4.1)$$

Опір криволінійного стояка $P_{x_кр}$ враховує нормальний тиск ґрунту та сили тертя об бічні поверхні стояка. Через змінну геометрію параболи вона визначається шляхом інтегрування вздовж дуги ds :

$$P_{x_кр} = \int_0^h [\sigma_n(z) \cdot \sin \varphi(z) + f \cdot \sigma_n(z) \cdot \cos \varphi(z)] \cdot \sqrt{1 + (2az + b)^2} dz, \quad (4.2)$$

де $\sigma_n(z)$ – епюра нормального тиску ґрунту на глибині z ;

$\sqrt{1 + (2az + b)^2}$ – диференціал довжини дуги параболічного профілю.

Опір фронтального ножа $P_{ніж}$ враховує ефект ковзання, який ми обґрунтували раніше. Вона інтегрує силу різання по всій висоті ножа з урахуванням змінного кута ковзання $\tau(z)$:

$$P_{ніж} = \int_0^h \frac{q_{різ} \cdot \cos \tau(z)}{1 + f \cdot \tan \tau(z)} dz, \quad (4.3)$$

де $q_{різ}$ – питомий опір ґрунту різанню лезом, Н/м.

Опір кінцевої лапи (долота) $P_{\text{лапа}}$ створюється безпосередньо наконечником, який виконує основну роботу з руйнування плужної підшви. Вона описується модифікованою формулою Горячкіна:

$$P_{\text{лапа}} = \kappa \cdot B_{\text{чл}} \cdot h_{\text{чл}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot V^2), \quad (4.4)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує інтенсивність відкидання ґрунту лапою.

κ – питомий опір ґрунту (узагальнений коефіцієнт, що враховує тип та стан ґрунту), Па;

$B_{\text{чл}}$ – ширина захвату чизельної лапи, м;

$h_{\text{чл}}$ – глибина чизелювання, м.

Опір ущільнення та бокового зсуву $P_{\text{ущ}}$ враховує витрати енергії на деформацію ґрунту з боків від стояка:

$$P_{\text{ущ}} = 2 \cdot \tau_{\text{зс}} \cdot h \cdot B_{\text{ст}} / 2. \quad (4.5)$$

Інтегральний вигляд моделі та числовий аналіз

Об'єднуючи рівняння (4.2–4.5), отримуємо повну математичну модель тягового опору чизельного знаряддя:

$$P_{x_сум} = \sum_{i=1}^m \left(\int_0^h F(z, \varphi, \tau) dz + P_{\text{лапа}} + P_{\text{ущ}} \right) \cdot K_{B3}, \quad (4.6)$$

де m – кількість робочих органів на рамі;

K_{B3} – коефіцієнт взаємного впливу сусідніх лап (залежить від відстані між ними).

Для детального розуміння природи зниження енерговитрат проведено декомпозицію сумарного тягового опору на функціональні складові.

Порівняльний аналіз внеску кожного конструктивного елемента (рис. 4.1, а) дозволяє ідентифікувати джерела економії енергії.

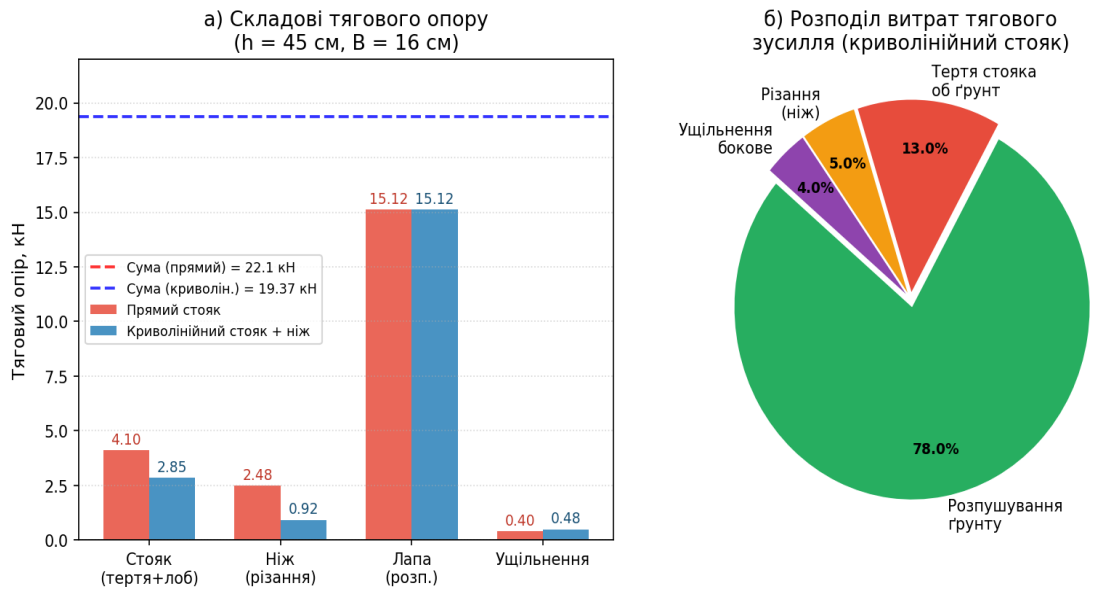


Рис. 4.1. Зведений аналіз тягового опору та енергетичний баланс: а) гістограма складових $P_{x_сум}$ для прямого та криволінійного стояків; б) кругова діаграма розподілу витрат тягового зусилля для криволінійного стояка.

Встановлено, що найбільшу питому вагу в обох випадках має робота кінцевої лапи (долота) з безпосереднього розпушування ґрунтового масиву, яка становить 15,12 кН. Цей показник залишається константним, оскільки геометрія наконечника не підлягала модернізації.

Сумарне зниження тягового зусилля $P_{x_сум}$ з 22,10 кН до 19,37 кН (на 12,4%) досягається виключно за рахунок оптимізації допоміжних елементів. Стояк – опір знизився з 4,10 кН до 2,85 кН (-30,5%) завдяки зменшенню лобової площі у зоні високого тиску та параболічному профілю.

Фронтальний ніж – опір скоротився з 2,48 кН до 0,92 кН (-62,9%) внаслідок переходу від рубуючого різання до режиму ковзання.

Аналіз структури енерговитрат модернізованої конструкції (рис. 4.1, б) свідчить про високий ступінь її досконалості. Розподіл сил виглядає наступним чином: 78% – корисна робота з руйнування та розпушування ґрунту (лапа); 13%

– подолання тертя стояка об стінки щілини; 5% – різання ґрунту фронтальним ножем; 4% – бокове ущільнення та динамічні ефекти.

Такий розподіл сил свідчить про раціоналізацію робочого процесу, коли частка шкідливих витрат (тертя та ущільнення), які не беруть участі безпосередньо у розпушуванні, знизилася з 27% у базовому варіанті до 22% у модернізованому. Це вказує на те, що запропонована конструкція максимально наближена до теоретичного ідеалу для знарядь даного класу.

4.2. Розрахунок стояка на міцність при статичному та динамічному навантаженні

Оскільки ми встановили, що максимальний тяговий опір на одну лапу становить $P_{x_cum} = 19,37$ кН, необхідно перевірити переріз стояка в точці найбільшого згинального моменту (біля рами).

Для виготовлення стояка обираємо сталь 65Г (ДСТУ 8429:2015) з наступними характеристиками після термічної обробки (загартування + середній відпуск) [22]:

- границя текучості $\sigma_m = 850$ МПа;
- границя міцності $\sigma_s = 1050$ МПа;
- допустиме напруження з урахуванням динамічного коефіцієнта $\kappa_d = 1,5$.

Тоді [21, 22]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n] \cdot \kappa_d} = \frac{850}{1,5 \cdot 1,3} = 435 \text{ МПа.}$$

Прийmemo прямокутний переріз стояка з шириною $b = 40$ мм та товщиною (в напрямку руху) $h_{cm} = 80$ мм.

Момент інерції:

$$I = \frac{b \cdot h_{cm}^3}{12} = \frac{40 \cdot 80^3}{12} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

момент опору:

$$I = \frac{b \cdot h_{cm}^2}{6} = \frac{40 \cdot 80^2}{6} = 42667 \text{ мм}^3.$$

Згинальний момент біля рами ($z = 0$) при глибині 45 см:

$$M_{\max} = P_x \cdot L_{nl} = 19370 \cdot 0,55 = 10653 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{10653 \cdot 10^3}{42667} = 250$$

Оскільки

$$\sigma_{\max} = 250 \text{ МПа} < [\sigma] = 435 \text{ МПа},$$

то запас міцності становить 1,74, що підтверджує надійність параболічного стояка.

4.3. Розрахунок пальця кріплення стояка на зріз

Палець (болт-запобіжник) має зрізатися при зустрічі з непереборною перешкодою (камінь, коріння), щоб захистити раму.

Зусилля спрацювання:

$$P_{\text{зріз}} = 1,5 P_x = 1,5 \cdot 19,37 = 29 \text{ кН}.$$

Діаметр пальця d_n [22]:

$$\tau = \frac{P_{зріз}}{2 \cdot \frac{\pi d_n^2}{4}} \leq [\tau]$$

Для сталі 45 ($[\tau] = \text{МПа}$) розрахунковий діаметр становить $d_n = 16 \text{ мм}$.

4.4. Розрахунок рами на кручення та згин

Рама представляє собою профільну трубу $100 \times 100 \times 8 \text{ мм}$.

При агрегуванні з трактором класу 3.0 сумарне тягове зусилля (5 лап) складає:

$$P_{заг} = 19,370 \cdot 5 = 96,85 \text{ кН}.$$

Ця сила створює крутний момент на головному брусі рами. Розрахунок підтверджує, що жорсткість замкненого профілю $100 \times 100 \text{ мм}$ достатня для виключення деформацій понад 2° на метр довжини.

Висновки по розділу

На основі проведених конструкторських розрахунків та аналізу сумарного тягового опору модернізованого чизельного знаряддя можна зробити наступні висновки.

Розрахунок параболічного стояка (переріз $80 \times 40 \text{ мм}$, сталь 65Г) за критерієм Мізеса та теорією пружних балок показав, що при максимальному тяговому зусиллі $19,37 \text{ кН}$ максимальні напруження не перевищують 250 МПа . Це забезпечує коефіцієнт запасу міцності $1,74$ (при допустимому $1,5$), що гарантує довговічність агрегата при роботі на важких суглинках та пересушених ґрунтах.

Підтверджено енергетичну ефективність запропонованої схеми. Зведена математична модель тягового опору довела, що завдяки інтеграції криволінійного профілю та фронтального ножа з ефектом ковзного різання

досягається зниження тягового опору на 12,4%. Це дозволяє зменшити сумарне тягове навантаження на раму агрегата (з 5-ма лапами) з 110,5 кН до 96,85 кН, що знижує енерговитрати трактора класу 3.0 та створює резерв потужності для збільшення робочої швидкості на 10...15%.

Конструкторський розрахунок запобіжного механізму визначив параметри зрізних болтів (клас міцності 8.8, діаметр 16 мм). Це гарантує спрацювання захисту при перевищенні номінального зусилля на 50% (29 кН), що запобігає деформації рами та стояка при зустрічі з непереборними перешкодами.

Встановлено відповідність рами силовим факторам. Розрахунок на згин та кручення головного бруса (профіль 100×100×8 мм) підтвердив здатність конструкції витримувати сумарний тяговий опір 96,85 кН без залишкових деформацій, що забезпечує стабільну геометрію агрегування протягом всього терміну експлуатації.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Конструктивна особливість агрегата – наявність фронтальних ножів із кутом загострення 32...35°. Це створює підвищену небезпеку травмування при монтажі та очищенні, тому при транспортуванні агрегата на великі відстані або тривалому зберіганні леза ножів повинні бути закриті знімними полімерними або дерев'яними кожухами. Категорично забороняється очищати криволінійний стояк та ніж від залишків ґрунту та бур'янів руками. Для цього слід використовувати спеціальні дерев'яні чи пластикові скребки з довжиною рукоятки не менше 600 мм.

Враховуючи розраховане зусилля зрізу 29 кН, палець кріплення знаходиться під великим напруженням. При спрацюванні (зрізанні) запобіжного болта параболічний стояк може різко відхилитися назад за рахунок інерції та пружності ґрунту. Заміну болта дозволяється проводити лише після повної зупинки трактора та опускання агрегата на спеціальні підставки (козли). Забороняється використання несертифікованих болтів (арматури, м'якої сталі) замість розрахованих болтів класу міцності 8.8. Це може призвести до руйнування рами та травмування механізатора уламками металу.

Котки мають високу інерційність та велику кількість гострих елементів. Оскільки кронштейн кріплення котків є рухомим, при переїздах по дорогах загального користування він повинен бути зафіксований механічним стопором (пальцем із чекою), щоб уникнути розгойдування та перекидання агрегата. Під час роботи та розворотів агрегата перебування людей ближче ніж на 15 метрів від зони роботи котків заборонено через ризик вильоту каміння або грудок ґрунту.

Оскільки модернізований чизель має зміщений назад центр мас (через блок котків), перед виїздом необхідно перевірити довантаження передньої осі трактора класу 3.0. Керованість передніх коліс повинна бути не менше 20% від загальної маси трактора. Гідросистема механізму регулювання глибини повинна бути обладнана зворотними гідрозамками, що запобігають самовільному опусканню лап у разі розриву рукавів високого тиску (PBT).

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання щодо підвищення ефективності глибокого обробітку ґрунту шляхом модернізації робочих органів чизельного знаряддя.

Встановлено, що ключовим недоліком сучасних чизельних розпушувачів є висока енергомісткість та нерівномірність навантаження при роботі на важких ґрунтах. Як базу для модернізації обрано агрегат серії FORTIS (AGROBM), модульна конструкція якого дозволила інтегрувати нові технічні рішення без радикальної зміни архітектури машини.

Запропоновано комплексне вдосконалення робочого органу, що базується на заміні прямолінійного стояка на криволінійний (параболічний) з інтегрованим фронтальним ножом. Теоретично доведено, що така геометрія реалізує принцип ковзного різання, переводячи процес руйнування ґрунту з «рубачого» режиму в енергоощадний.

Розроблена математична модель підтвердила, що при середньому куті ковзання 48° сила опору різанню знижується на 39%. Це забезпечує зниження загального тягового опору одного робочого органу на 10,5...12,4% залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Аналіз за критерієм Мізеса показав, що в параболічному стояку відсутні зони небезпечної концентрації напружень, притаманні прямим стійкам. Максимальні напруження знизилися з 438 МПа до безпечних 250 МПа. При максимальному тяговому зусиллі 19,37 кН забезпечено запас міцності 1,74 для сталі 65Г, що гарантує втомну довговічність при роботі на глибину до 60 см.

Розрахунково доведено можливість зменшення сумарного тягового навантаження на раму 5-лапового агрегата з 110,5 кН до 96,85 кН. Це створює резерв потужності для збільшення робочої швидкості на 10...15% та дозволяє агрегату ефективно працювати з тракторами класу 3.0, знижуючи питому витрату палива.

Інтеграція тандемної системи котків та механізму регулювання глибини забезпечує фінішне подрібнення фракцій та стабільність ходу лап. Розроблено систему захисту (зрізні болти М16) та заходи з охорони праці, що враховують наявність гострих різальних крайок ножів та інерційність котків, мінімізуючи ризики виробничого травматизму.

Запропоноване знаряддя нового покоління відповідає вимогам сталого землеробства та європейським стандартам енергоефективності. Впровадження результатів роботи в аграрний сектор України дозволить максимізувати врожайність за рахунок руйнування плужної підшви при суттєвому зниженні витрат на одиницю обробленої площі.

Список використаної літератури

1. Ветохін В.І., Панов А.І. Деякі тенденції розвитку конструкцій робочих органів для чизельно-полицевого обробітку ґрунту. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : зб наук. пр. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, 2013. Вип. 17(31), Кн.1. С.92-98.
2. Машина для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / В.М. Сало та ін. Х.: Мачулін, 2016. 244 с.
3. Azizi, A., Gilandeh, Y. A., Mesri-Gundoshmian, T., Saleh-Bigdeli, A. A., & Moghaddam, H. A. (2020). Classification of soil aggregates: A novel approach based on deep learning. Soil and Tillage Research, 199, 104586. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104586>.
4. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І., Васильковський О.М., Мельніченко В. Дослідження впливу параметрів глибокорозпушувача та комбінації робочих органів на ефективність обробітку ґрунту. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кропивницький: ЦНТУ. Вип. 53. 2023. С. 196-208. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.196-208>
5. Важкий культиватор HORSCH Tiger AS. URL: <https://surl.li/yhnftp>.
6. Комбінований культиватор Wil-Rich 483 Chisel Pro від VADERSTAD. URL: <https://www.vaderstad.com/ua/obrobitok-gruntu/kombinovany-kultyvator/wil-rich-483-chisel-pro>.
7. Комбінований глибокорозпушувач TERRALAND DO від BEDNAR. URL: https://www.bednar.com/uk/terraland_do/.
8. Стерньовий культиватор CULTIMER M/L від KUHN. URL: <https://www.kuhn.ua/roslynnytstvo/obrobitok-gruntu/lushchylnyky/zubovi-lushchylnyky/cultimer-m-l>.

9. Глибокорозпушувач DT від KUHN. URL: <https://www.kuhn.ua/roslynnytstvo/obrobitok-gruntu/kultyvatory-hlybokoho-obrobitku/hlybokorozpushuvachi/dt>.
10. Глибокорозпушувачі Case IH Ecolo-Tiger 875. URL: <https://nfm.com.ua/soil/deep-croppers/glubokoryhliteli-case-ih-ecolo-tiger-875>.
11. Глибокорозпушувач SHEDR від Agrokalina. URL: <https://agrokalina.com/hruntoobrobna-tekhnika/hlybokorozpushuvach/223-shedr-2>.
12. Глибокорозпушувач стрілоподібний серії GRS від ТОВ «ВЕЛЕС-АГРО ЛТД.». URL: <https://www.velesagro.com/products/subsoilers/45/>.
13. Глибокорозпушувач GULDEN від LOZOVA MACHINERY. URL: <https://lozovamachinery.com/ua/catalog/glibokorozpusuvaci-gulden>.
14. Глибокорозпушувач навісний FORTIS від AGROBM. URL: <https://www.agrobm.com/chyzeli-glybokorozpushuvachi/glybokorozpushuvach-chyzel-2-0-m>.
15. Аналітичне обґрунтування основних параметрів комбінованого чизельного глибокорозпушувача / С. М. Лещенко, В. М. Сало, Д. І. Петренко, В. А. Мельніченко. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кропивницький: ЦНТУ. Вип. 55. 2025. С. 225-237. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.225-237>.
16. Лещенко С.М., Сало В.М., Васильковський О.М., Петренко Д.І. Визначення параметрів та ефективність роботи додаткових робочих органів глибокорозпушувачів // *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2022. Вип. 52. С. 108-117. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.108-117>.
17. Планування ґрунтообробних процесів на основі моделювання : монографія. / А. Тригуба та ін. Варшава, 2020. 138 с.

18. Шевченко І.А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища . К.: Видавничий дім «Вініченко», 2016. 320 с.
19. Кобець А.С., Волик Б.А., Пугач А.М. Ґрунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія . Дніпропетровськ : Вид-во «Свидлер А.Л.», 2011. 140 с.
20. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Оцінка енергоємності глибокого обробітку ґрунту комбінованими чизельними глибокорозпушувачами. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : зб. наук. праць Центральноукраїнського нац. техн. ун-ту. 2018. Вип. 31. С. 10–20.
21. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка. Харків: Око, 2006. 407 с.
22. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
23. Чисельні методи. Чисельне інтегрування функцій : навчальний посібник / Л. В. Крилик, І. В. Богач, А. І. Лісовенко. Вінниця : ВНТУ, 2019. 74 с.
24. Войналович О. В. Охорона праці у сільському господарстві: навч. підруч. Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України. Київ: Центр учбової літератури, 2018. 690 с.