

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ
«ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
Інженерно-технічний факультет
Кафедра агроінженерії і системотехніки імені Михайла САМОКИША

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА НА ТЕМУ:

**«УДОСКОНАЛЕННЯ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ
ГРУНТУ»**

Виконав:

здобувач вищої освіти освітнього ступеня
«Магістр» освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності 208
«Агроінженерія» денної форми навчання
Віктор ГНАТЧУК

Керівник:

професор, Заслужений
працівник освіти
України

Анатолій РУДЬ

Оцінка захисту:

Національна шкала _____
Кількість балів _____
Шкала ECTS _____

«___» грудня 2025 р.

Допускається до захисту:

«___» грудня 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності
208 «Агроінженерія», доцент

Василь ДУГАНЕЦЬ

ЗМІСТ

	Стор.
ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	5
АНОТАЦІЯ.....	7
РЕФЕРАТ.....	8
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ.....	9
ВСТУП.....	10
1. АНАЛІТИЧНЕ ОПРАЦЮВАННЯ ПУБЛІКАЦІЙ ТА НАУКОВИХ ДЖЕРЕЛ	12
1.1. Структурно-механічні характеристики ґрунтового середовища.....	12
1.2. Технологічні критерії якісного передпосівного обробітку.....	13
1.3. Огляд технічних рішень для підготовки ґрунту під посів.....	16
1.4. Узагальнення типології та робочих властивостей гнучких стояків лап..	29
1.5. Оцінювання впливу еластичних робочих елементів на якість поверхневого та глибинного рихлення	32
Підсумки до розділу 1	37
2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУЛЬТИВАТОРА ПРИ ПІДГОТОВЦІ ҐРУНТУ ДО СІВБИ	38
2.1. Основні технічні положення та вихідні припущення.....	38
2.2. Формалізація процесу вібраційного руйнування та розпушення ґрунту..	38
2.3. Теоретичне визначення силового навантаження й деформацій робочого елемента	42
2.4. Динамічний аналіз коливальних характеристик робочої лапи на пружному стояку.....	46
2.5. Розрахункове моделювання напружено-деформованого стану конструкції стояка	51

	Стор.
Підсумки до розділу 2.....	58
3. ПРОГРАМНО-МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ..	60
3.1. Базові положення та організація дослідних процедур	60
3.2. План проведення експериментальних випробувань.....	62
3.3. Методологія виконання досліджень і реєстрації показників.....	62
Підсумки до розділу 3.....	68
4. ОТРИМАНІ РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО РИХЛЕННЯ	69
4.1 Стислий виклад вихідної інформації та умов експерименту.....	69
4.2. Представлення фактичних результатів вимірювань і спостережень.....	74
4.3. Аналітична інтерпретація встановлених експериментальних залежностей.....	79
Підсумки до розділу 4.....	81
5 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЄКТНО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	82
5.1 Основні економічні положення та підходи.....	82
5.2 Фінансово-економічний аналіз ефективності запропонованих конструктивних змін.....	82
Підсумки до розділу 5.....	83
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	86
ДОДАТКИ.....	91

Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Мета і задача кваліфікаційної роботи
2. Схожість насіння в залежності від посівного ложа
3. Культиватори для передпосівного обробітку ґрунту
4. Комбіновані культиватори для якісного поверхневого обробітку ґрунту
5. Основні типи пружних стояків
6. Кінематична схема механізму з пружиним елементом
7. Схема двостадійного процесу автоколивань робочого органу
8. Залежність переміщення точки кріплення лапи
9. Залежність амплітуди коливань стояка
10. Схема дії сил на бур'яни культиваторною лапою
11. Техніко-економічне обґрунтування дипломної роботи
12. Загальні висновки і рекомендації

Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Інженерно-технічний факультет
Кафедра агроінженерії і системотехніки імені Михайла САМОКИША
Освітній ступінь «Магістр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор **Анатолій РУДЬ**
„4”квітня 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу здобувачу вищої освіти
ГНАТЧУКУ

Віктору Ярославовичу

**Тема роботи: «УДОСКОНАЛЕННЯ І ОБГРУНТУВАННЯ
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ
ОРГАНІВ КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ
ГРУНТУ»**

Керівник роботи: професор, Заслужений працівник освіти України
Анатолій РУДЬ

Затверджено наказом по Закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «4»квітня 2025 року №355с.

Строк подання закінченої кваліфікаційної роботи 2 грудня 2025 року.

Вихідні дані до роботи:

1. Огляд літератури з питань поверхневого обробітку ґрунту.
2. Результати дослідження та випробування робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту.
3. Матеріали дипломного проєкту з освітнього ступеня «Бакалавр».

Зміст пояснювальної записки:

Вступ

1. Аналітичне опрацювання публікацій та наукових джерел.
2. Теоретичні засади вибору параметрів робочих елементів культиватора при підготовці ґрунту до сівби.
3. Програмно-методичне забезпечення дослідної роботи.
4. Отримані результати випробувань робочих елементів культиватора для передпосівного рихлення.
5. Економічна оцінка проєктно-технічних рішень.

Загальні висновки і рекомендації.

Список використаних джерел.

Додатки

Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Мета і задача кваліфікаційної роботи
2. Схожість насіння в залежності від посівного ложа
3. Культиватори для передпосівного обробітку ґрунту
4. Комбіновані культиватори для якісного поверхневого обробітку ґрунту
5. Основні типи пружних стояків
6. Кінематична схема механізму з пружиним елементом
7. Схема двостадійного процесу автоколивач робочого органу
8. Залежність переміщення точки кріплення лапи
9. Залежність амплітуди коливач стояка
10. Схема дії сил на бур'яни культиваторною лапою
11. Техніко-економічне обґрунтування кваліфікаційної роботи
12. Загальні висновки і рекомендації

Консультант розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис і дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Нормоконтроль і захист прав інтелектуальної власності	Корчак М. М., доцент	04.04.2025	04.04.2025

Дата видачі завдання 4 квітня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Підпис керівника
	Вступ	11.04.2025	
1	Аналітичне опрацювання публікацій та наукових джерел.	02.05.2025	
2	Теоретичні засади вибору параметрів робочих елементів культиватора при підготовці ґрунту до сівби.	21.05.2025	
3	Програмно-методичне забезпечення дослідної роботи.	05.06.2025	
4	Отримані результати випробувань робочих елементів культиватора для передпосівного рихлення.	27.08.2025	
5	Економічна оцінка проектно-технічних рішень.	25.09.2025	
	Загальні висновки і рекомендації.	07.10.2025	
	Список використаних джерел.	12.11.2025	
	Додатки.	27.11.2025	

Здобувач вищої освіти

Віктор ГНАТЧУК

Керівник кваліфікаційної роботи, професор, Заслужений працівник освіти України

Анатолій РУДЬ

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі здобувача вищої освіти виконано удосконалення та обґрунтування конструктивно-технологічних характеристик робочих органів культиватора для передпосівного розпушування ґрунту. Запропоновані рішення дозволяють істотно знизити тягове навантаження на машино-тракторний агрегат під час поверхневого обробітку та скоротити витрати паливно-мастильних матеріалів, що нині становлять значну частку у собівартості вирощеної продукції.

THE SUMMARY

In the qualification work of the higher education applicant, the design and technological characteristics of the working parts of the cultivator for pre-sowing soil loosening have been improved and substantiated. The proposed solutions make it possible to significantly reduce the traction load on the machine-tractor unit during surface cultivation and to reduce the consumption of fuel and lubricants, which currently account for a significant share of the cost of cultivated products.

РЕФЕРАТ

ГНАТЧУК В. Я. «Удосконалення і обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів культиватора для передпосівного обробітку ґрунту». Кваліфікаційна робота магістра. Кам'янець-Подільський, Заклад вищої освіти «Подільський державний університет», 2025. 86с., 14 аркушів ілюстративного матеріалу А4 та електронна версія презентації.

Кваліфікаційна робота спрямована на вдосконалення технології поверхневого розпушування ґрунту.

У дослідженні проведено огляд конструкцій комбінованих культиваторів та їх робочих органів, визначено недоліки, що впливають на якість виконання операцій, сформульовано мету та завдання роботи. Обґрунтовано конструктивні й технологічні параметри робочих органів комбінованого культиватора з використанням положень теорії пружності та деформацій, а також закономірностей взаємодії робочого органа з ґрунтом. Подано програму та методику експериментів, здійснено обробку вихідних даних і виконано аналіз отриманих результатів.

Висновки дослідження можуть бути застосовані для подальшого вдосконалення ґрунтообробної техніки.

Ключові слова: культиватор, передпосівний обробіток, робочі органи, ґрунт, конструктивні параметри, технологічні параметри, енергоефективність, оптимізація, механізація, ґрунтозахисні технології, технічні характеристики, підвищення продуктивності, розрахунки

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення	Розшифровка скорочень
ПКР	Передпосівний комплекс рихлення
ГДО	Глибина деформації обробітку
МТК	Механіко-технологічний комплекс
АСГ	Агрегатонезалежна система ґрунтообробітку
ФСГ	Фізична структура ґрунту
КСО	Коефіцієнт структурної однорідності
ЗАВ	Зусилля активного впливу робочого органу
ОГР	Опір ґрунтового середовища
m_s	Маса стояка робочого органу, кг
F_r	Реактивна сила ґрунту під час взаємодії, Н
k_{st}	Жорсткість стояка на згин, Н/м
ρ_{s0}	Об'ємна маса сухого ґрунту, кг/м ³
V_g	Об'єм зони ґрунтового зсуву, м ³
Ω	Частота власних коливань системи, рад/с
M_r	Розрахунковий момент опору, Н·м
R_s	Робочий радіус контакту інструмента, м
α_0	Кут орієнтації леза, град
b_s	Еквівалентна ширина леза, м
h_s	Еквівалентна товщина леза, м
L_r	Робоча довжина стояка, м
x_p	Відстань до перерізу для розрахунку напружень, м
φ_r	Кут внутрішнього тертя ґрунту, град
E_1	Модуль пружності сталі, Па
G_1	Модуль зсуву матеріалу, Па
ν_1	Коефіцієнт Пуассона матеріалу
F_p	Площа поперечного перерізу стояка, м ²
87ХГС	Марка сталі підвищеної зносостійкості

ВСТУП

Зростання попиту на продукти харчування та необхідність раціонального використання енергетичних ресурсів висувають на перший план питання зниження собівартості аграрної продукції. Досягти цього можна шляхом застосування високопродуктивних машин і сучасних технологій ґрунтообробки. Враховуючи значення поверхневого розпушування ґрунту, перспективним напрямом розвитку агротехніки є створення надійних та ефективних ґрунтообробних агрегатів. Значного поширення набули машини з робочими органами на пружних підвісках. Їхня робота базується на коливальному русі, що підсилює процес розпушування та забезпечує належну якість, але водночас створює додаткові динамічні навантаження на пружні елементи, що може спричинити їх раптові руйнування [1, 2, 3, 4, 5].

Попри широке використання техніки з пружними підвісками, систематизованих досліджень, які б дозволили прогнозувати надійність та довговічність агрегатів із коливальними робочими органами, поки що бракує. Вітчизняні машини за показниками безвідмовності та ресурсу часто поступаються світовим аналогам, що потребує комплексного вирішення проблеми [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23].

Актуальним завданням у сфері ґрунтообробки є пошук малозатратних способів передпосівного розпушення ущільнених шарів ґрунту та створення сучасних машин для його реалізації. До таких належать комбіновані агрегати, які дозволяють підвищити якість технологічних операцій, зменшити кількість проходів по полю, скоротити втрати часу на холості заїзди, знизити фінансові та трудові витрати, а також підвищити продуктивність.

Особливий інтерес становлять комбіновані культиватори з робочими органами на пружних стояках. Дослідження показали, що під час роботи вони стикаються зі змінним опором ґрунту та здійснюють вимушені коливання, що сприяє кращому кришінню ґрунту та зменшенню тягового опору. Вітчизняні й зарубіжні науковці відзначають взаємозв'язок між проблемою ущільнення ґрунту та високою енергоємністю його обробки. Наявні публікації не дають повного

вирішення цих питань, тому пошук науково обґрунтованих шляхів підвищення ефективності роботи агрегатів поверхневого обробітку ґрунту з культиваторами на пружних стійках є актуальним і має важливе господарське значення [19,20,21,22,23,24,25,26,27,33,35,38].

Мета досліджень: удосконалення якості розпушування ґрунту та забезпечення надійної роботи агрегатів із коливальними робочими органами шляхом регулювання та оптимізації жорсткості пружних стійок культиватора для суцільного обробітку.

Об'єкт досліджень – процес розпушування ґрунту робочими органами культиватора.

Предмет досліджень – конструктивні та технологічні параметри комбінованого культиватора.

Методи дослідження : теоретичні розрахунки виконано із застосуванням класичної механіки, моделювання, математичної статистики та теорії пружності. Для обчислень використовували програмні комплекси БХСББ та КОМПАС-3D.

Практичне значення результатів.

Використання культиватора з енергоощадними робочими органами забезпечує якісніший обробіток ґрунту на міжряддях і гребенях, зменшує кількість бур'янів, покращує структуру ґрунту, створює сприятливі умови для росту культурних рослин, скорочує коефіцієнт використання робочого часу зміни. Лапи з криволінійним лезом демонструють кращі агротехнічні характеристики: зменшується налипання ґрунту та обмотування бур'янами, покращується самоочищення, підвищується стійкість, знижується зношування поверхні та витрати палива. Такий культиватор придатний для роботи на різних типах ґрунтів.

Апробація. Окремі результати кваліфікаційної роботи були представлені на науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Перші наукові кроки – 2025», а також на засіданні кафедри агроінженерії і системотехніки Михайла Самокиша інженерно-технічного факультету Подільського державного університету.

1. 1. АНАЛІТИЧНЕ ОПРАЦЮВАННЯ ПУБЛІКАЦІЙ ТА НАУКОВИХ ДЖЕРЕЛ

1.1. Структурно-механічні характеристики ґрунтового середовища

Сільськогосподарські землі України в різних областях мають неоднаковий рівень освоєння, проте найбільшу частку становить рілля, яка піддається інтенсивному використанню.

Україна володіє приблизно третиною світових запасів найродючіших ґрунтів – чорноземів. Завдяки цьому та переважно рівнинному рельєфу понад 70 % території країни зайнято сільськогосподарськими угіддями. Чорноземи охоплюють близько 60 % площі, поширені в Лісостепу та Степу, характеризуються високим вмістом гумусу (5–15 %), нейтральною реакцією, що підходить для більшості культур, та грудкуватою структурою, яка добре утримує вологу. Це ґрунти, що вважаються одними з найкращих у світі для землеробства. Окрім чорноземів, зустрічаються дерново-підзолисті, сірі лісові, каштанові та інші ґрунти [4].

До основних фізико-механічних характеристик ґрунту належать: механічний склад, рівень вологості, твердість, щільність, пористість, липкість, коефіцієнт тертя ковзання та опір зсуву. Механічний склад твердої частини ґрунту є однією з ключових властивостей. Класифікація ґрунтів за цим показником базується на кількості «фізичного піску» (частинки понад 0,05 мм) та «фізичної глини» (частинки менші за 0,01 мм). За цим критерієм ґрунти поділяють на глинисті (понад 50 % глини), суглинкові (20–50 % глини), супіщані (10–20 % глини) та піщані (менше 10 % глини). Чим більше вміст глини, тим важче ґрунт піддається обробітці. Вологість визначається кількістю води в ґрунті та є важливим чинником родючості, впливаючи також на його механічні властивості (твердість, тертя ковзання) [5].

Твердість ґрунту – це його здатність протидіяти проникненню сторонніх тіл під дією тиску. Вимірюється вона спеціальними приладами – твердомірами. Цей показник значною мірою залежить від вологості та фізичного стану ґрунту.

Щільність ґрунту визначає ступінь його ущільнення (кг/м^3). Для добре

розпушеного ґрунту вона менша за 1000, для культурної ріллі – 1000–1100, для сильно ущільненого – 1300–1400 кг/м³. Підорні шари можуть мати щільність 1400–1600 кг/м³.

Пористість показує об'єм пустот у ґрунті. Для культурної ріллі вона становить 55–65 %, для розпушеного ґрунту – понад 70 %. Оптимальною для розвитку рослин є пористість 50–55 %, а менш ніж 50 % вважається незадовільною.

Липкість ґрунту залежить від його вологості та дисперсності. Чим більша дисперсність, тим вища липкість, тому глинисті ґрунти найбільш липкі. Надмірна липкість ускладнює обробіток і збільшує тяговий опір техніки. Коефіцієнт тертя ковзання залежить від складу ґрунту, його вологості, стану поверхні та матеріалу, по якому він ковзає. Для сталі цей показник становить 0,2–1,1.

Опір зсуву – це здатність ґрунту протидіяти відносному зміщенню частинок. Він визначається силами зчеплення та тертя між ними. Ця характеристика має важливе значення для оцінки опору ґрунту при його механічному обробітку ґрунтообробними машинами [5].

1.2. Технологічні критерії якісного передпосівного обробітку

Комплекс взаємопов'язаних операцій із підготовки ґрунту до висіву культур утворює систему передпосівного обробітку, яка включає ранньовесняне розпушування та культивуацію перед посівом. Цей етап є завершальним у підготовці ґрунту до висіву. Основні його завдання полягають у вирівнюванні поверхні поля, зменшенні втрат вологи, очищенні верхнього шару від бур'янів, створенні умов для якісного загортання насіння та формуванні пухкого шару з оптимальною структурою, що забезпечує сприятливі умови для росту і розвитку рослин [6].

Досягнення зазначених цілей можливе за умови застосування комбінованих машин та агрегатів із урахуванням ґрунтово-кліматичних особливостей. Вимоги до якості передпосівного обробітку такі:

поверхня поля повинна бути вирівняною, висота гребенів чи глибина борозен – не більше 4 см;

відсутність грудок і каменів діаметром понад 10 см;

верхній шар ґрунту має бути розпушеним, дрібногрудкуватим; допускається наявність грудок до 2,5 см – не більше 80 %, від 5 до 10 см – не більше 10 %; щільність ґрунту повинна становити 1,0–1,3 г/см³; відхилення від заданої глибини обробітку не більше 1 см; бур'яни мають бути повністю підрізани; відсутність огривів на полі, підготовленому до висіву.

Нерівномірне загортання насіння по глибині істотно впливає на врожайність. Згідно [7], зменшення глибини загортання від оптимальної на 2 см знижує урожайність пшениці на 3,5 %, на 3–4 см – на 29 %. Збільшення глибини на 3 см призводить до зменшення врожайності на 3,5 %, а на 4 см – до 50 %.

Для забезпечення рівномірного загортання та дружних сходів необхідно підготувати посівне ложе, тобто ущільнити ґрунт на глибину висіву (рис. 1.1). Це сприяє зупиненню підйому вологи з нижніх шарів та забезпечує щільний контакт насіння з вологим ґрунтом [8, 9].

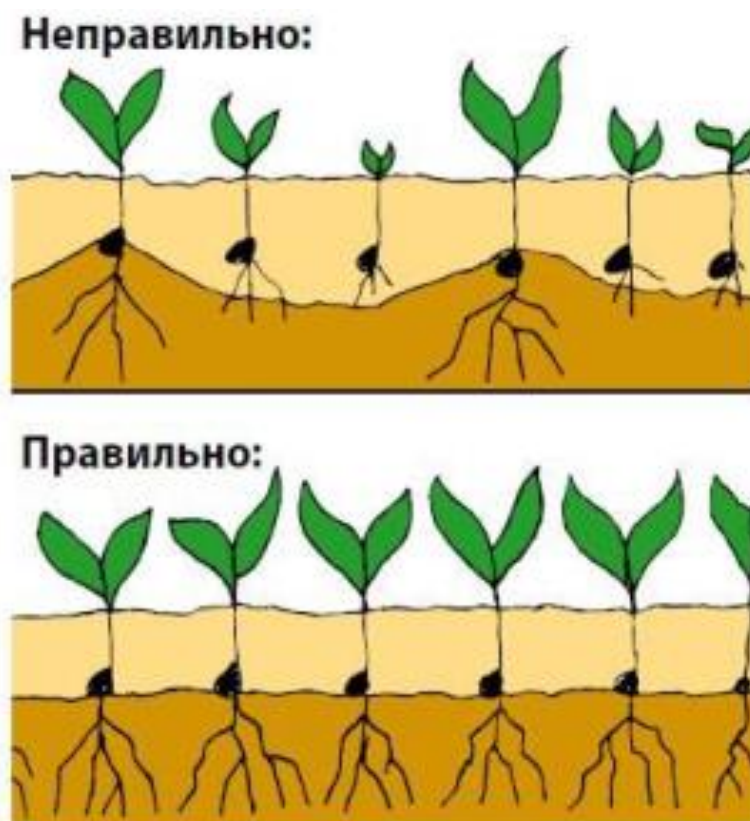


Рисунок 1.1. Схожість насіння в залежності від посівного ложа

Культивація є завершальною операцією, яка забезпечує виконання агротехнічних вимог підготовки ґрунту до висіву. Вона використовується для розпушення та вирівнювання поверхні поля, знищення проростків бур'янів перед

1.3. Огляд технічних рішень для підготовки ґрунту під посів

За функціональним призначенням культиватори поділяють на три основні групи:

- для суцільного обробітку ґрунту;
- для міжрядної обробки;
- спеціалізовані.

Парові культиватори використовують для знищення бур'янів та розпушування ґрунту під час його підготовки до висіву, а також при догляді за парами [13, 14].

Просапні культиватори призначені для догляду за просапними культурами. Вони забезпечують не лише підрізання, вичісування та присипання бур'янів ґрунтом, але й виконують підживлення рослин та розпушування міжрядь.

До спеціальних культиваторів належать садові, лісові та протиерозійні. Під час роботи вони повинні забезпечувати знищення 98–99 % бур'янів і якісне розпушування ґрунту без винесення вологих шарів на поверхню.

Далі наведено огляд окремих моделей культиваторів вітчизняного та іноземного виробництва з урахуванням агротехнічних вимог до передпосівної підготовки ґрунту.



Рисунок 1.2. Культиватор КПС-4МПР Основні технічні характеристики: ширина обробки - 4000 мм; глибина обробки - 50 - 150 мм; максимальна робоча швидкість - 10 км/год; максимальна продуктивність - 4 га/год; техніка, з якою агрегується - трактор від 80 л.с.

механізм опорно-транспортних коліс із регулюванням глибини ходу робочих органів, система регулювання глибини для бічних рам, гідравлічна магістраль, підвіски робочих органів, змінні пристрої для навішування зубових борін, комплект здвоєних планчастих котків та набір пружинних боронок.



Рисунок 1.6. Культиватор КПК - 8А

Рама культиватора має секційно-шарнірну будову та виконана зі зварних елементів. Вона складається з центральної частини та приєднаних до неї шарнірних бокових рам. Для зменшення транспортних габаритів бокові секції підіймаються гідроциліндрами і укладаються на упори центральної рами. Сниця використовується для з'єднання культиватора з трактором і кріпиться до центральної секції.

Опорно-транспортний механізм служить як для переміщення агрегату, так і для регулювання глибини роботи органів центральної рами. Заглиблення здійснюється через поворотні вали, які монтуються на рамі в підшипниках, закріплених на брусах. Регулювання глибини проводиться зміною довжини регулювальної тяги шляхом обертання гайки у транспортному положенні. На кронштейнах валів встановлені колеса з пневматичними шинами. Бокові колеса підтримують бічні рами у робочому положенні та забезпечують регулювання глибини їхніх робочих органів.

Підвіска робочих органів із захисним механізмом призначена для кріплення лап до рами. Робочі органи – стрілчасті та розпушувальні лапи – мають

Огляд сучасних культиваторів для суцільного обробітку ґрунту показує такі особливості:

- стандартна ширина захвату більшості моделей становить близько 4 м;
- робочі органи для розпушування та вирівнювання часто жорстко закріплені на рамі, що не дозволяє копіювати мікрорельєф поля;
- енергоємність залишається надмірною – для агрегату із захватом 4 м потрібен трактор 3-го класу.

За кордоном провідні позиції у технологіях обробітку ґрунту займають два типи машин: дискові борони («дискатори») для першого неглибокого обробітку (5–12 см) після збирання культур та диско-лапові агрегати для більш глибокої обробки (15–25 см і більше). Вони застосовуються для мульчувального обробітку під посів поукісних, поживних та озимих зернових культур, для зяблевої обробки після кукурудзи, картоплі й буряків, а також для весняного внесення органічних і мінеральних добрив [11, 13].

Останнім часом на основі польових досліджень за кордоном створено багатофункціональні агрегати, що будуються за схемами «диск–лапа–лапа–диск–коток» або «диск–диск–лапа–лапа–коток». Такі моделі з набором змінних робочих органів є універсальними і багатопрофільними.

Серед найвідоміших – комбінації знарядь фірми Lemken: системи «Корунд» і «Компактор», які забезпечують якісне розпушування ґрунтових структур та подрібнення посівного горизонту. «Корунд» із шириною захвату від 3 до 9 м відзначається високою продуктивністю та ефективним вирівнюванням і кришінням ґрунту [17].

Стрілчасті лапи системи «Корунд» особливо добре проявляють себе при обробітку картоплі та кукурудзи. Завдяки невеликій масі агрегат може працювати з широким захватом на триточковому навішуванні трактора. Різноманітність оснащення робить систему альтернативою для підготовки ґрунту під посів.

«Корунд» випускається у короткому та довгому варіантах. Паралелограмне навішування секцій забезпечує рівномірну глибину обробки. Робочі органи легко регулюються, а гідравлічне складання при ширині понад 3 м скорочує час переналаштування та підвищує продуктивність.

діаметром 8 мм гарантує довговічність конструкції (рис. 1.8) [17].

Під час роботи цього культиватора пружинні зубці відхиляються від початкового положення, що не дозволяє забезпечити агротехнічно допустиму глибину та належну якість передпосівного обробітку ґрунту.

Система «Компактор» часто забезпечує потрібний рівень обробки вже після першого проходу, створюючи сприятливі умови для рівномірних сходів насіння незалежно від рельєфу поля. При цьому задана глибина витримується навіть за невеликої глибини передпосівного обробітку (рис. 1.9).

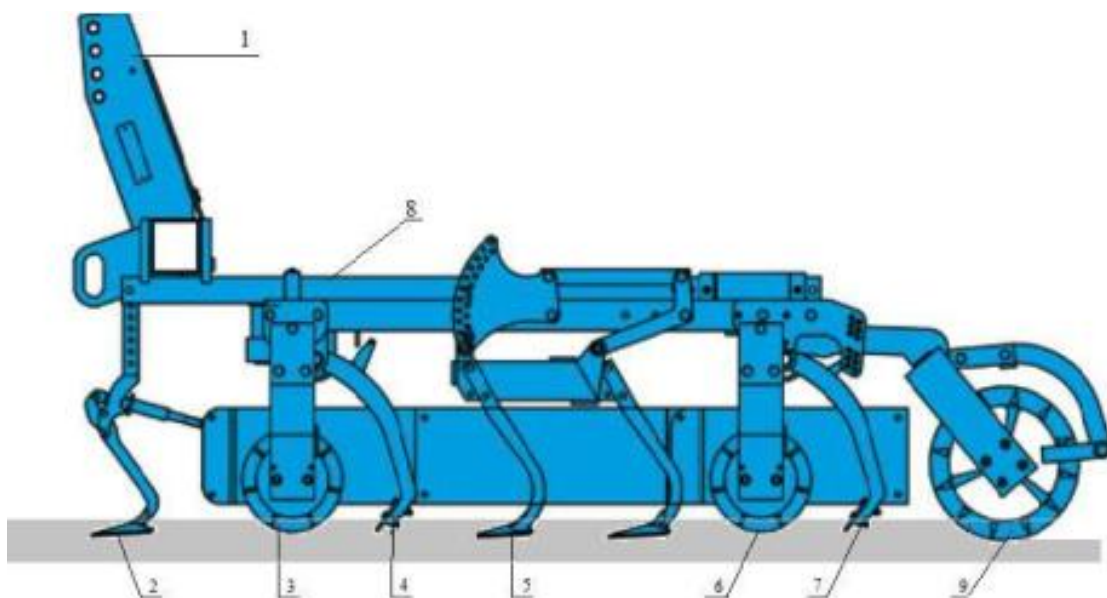


Рисунок 1.9. Схема культиватора Lemken система-Компактор:

1 - причіпний пристрій; 2 - слідорозрихлювач; 3, 6 - трубчасті катки-подрібнювачі; 4, 7 - планка; 5 - стійки зі стрілочастими лапами; 8 - рама; 9 - кроскільний коток.

Пластинчасті та трубчасті катки-подрібнювачі, закріплені на підшипникових вузлах, у поєднанні з ріжучою планкою забезпечують якісне вирівнювання верхнього шару ґрунту. Планка спрямовує ґрунт на коток, що підсилює процес його подрібнення та вирівнювання. Слідорозрихлювачі, виконані у вигляді стрілочастих лап або вузьких доліт, легко регулюються безступінчасто під будь-яку ширину тракторної колії чи коліс.

Для роботи на кам'янистих ділянках стійки зі стрілочастими лапами можуть оснащуватися автоматичною системою захисту від перевантажень. Якісне зворотне ущільнення забезпечується важкими кроскільними котками. Їхні кільця

розташовані зі зміщенням і з'єднані між собою так, щоб уникнути перекручування та забивання, завдяки чому всі кільця працюють синхронно, створюючи рівномірну структуру ґрунту. На вологих ґрунтах восени альтернативою можуть бути трубчасто-пластинчасті котки діаметром 400 мм або трапецеподібні котки діаметром 500 мм.

Культиватор Lemken системи «Компактор» придатний для використання як на легких, так і на важких ґрунтах. Вертикальне розташування зубів дозволяє розкривати вологий шар ґрунту без його винесення на поверхню.

Диско-культиватор Combimaster є комбінованим агрегатом, що складається з двох рядів сферичних вирізних дисків діаметром 590 мм, за якими розташовані два ряди плоскорізних лап на пружинних стійках, а також прикочувальні та регульовальні котки (рис. 1.10) [17].

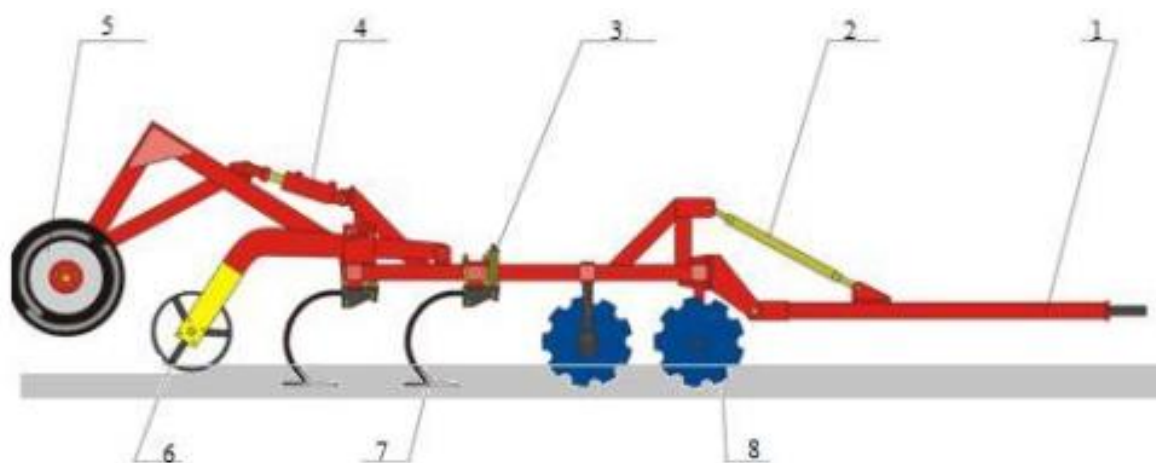


Рисунок 1.10. Схема комбінованого ґрунтообробного агрегату Combimaster:
1 - дишло; 2 - гвинтовий механізм; 4 - гідроциліндр; 5 - транспортне колесо;
6 - коток; 7 - культиваторна лапа; 8 - сферичні вирізні диски.

Сферичні увігнуті диски забезпечують якісну обробку верхнього шару ґрунту навіть за наявності великої кількості рослинних решток. Вони переміщують залишки з ґрунтом і загортають їх на потрібну глибину. Індивідуальне кріплення кожного диска запобігає їхньому забиванню, а можливість окремого регулювання кута атаки дисків у кожному ряду дозволяє змінювати інтенсивність та глибину обробітку.

Культиваторні лапи піднімають ґрунтовий пласт і забезпечують його якісне розпушування. Коріння бур'янів виноситься на поверхню, де воно гине, а насіння бур'янів після накочування котком швидко проростає і знищується під час

якість підготовки ґрунту. Робоча глибина контролюється колесами, розташованими всередині рами (рис. 1.11).

Цей агрегат не здатний забезпечити належну якість обробітку важких ґрунтів, тому для досягнення потрібного результату необхідно виконувати кілька проходів, що призводить до додаткових витрат.

До комбінованих машин також належить передпосівний культиватор **Atlas** (Польща) (рис. 1.12). Він використовується для передпосівної підготовки ґрунту з можливістю одночасного висіву овочевих, зернових та бобових культур. Конструкція агрегату включає два ряди S-подібних стійок, розташованих із заданим інтервалом.



Рисунок 1.12. Передпосівний культиватор Unia Atlas 4

Деякі характеристика культиваторів закордонних виробників наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2.

Характеристика культиваторів закордонних виробників

Техніка	Модель	Ширина захвату, м	Продуктивність, га/год	Глибина обробки, см	Робоча швидкість, км/год	Маса, кг
Salford	699	9,1	5,7	5-16	5-11	3800
Lemken	600 L	6	6	6-12	6-11	1952

Закінчення таблиці 1.2

[19].

Основні варіанти стійок показані на (рис. 1.12), де позначені характерні точки:

- точка перегину (т.п), у якій змінюється кривизна;
- точка стиску (т.с);
- точка розтягу (т.р);
- місце приєднання стійки до рами;
- зона прикладання робочого навантаження.

Якщо з'єднати ці точки прямими лініями, утворюються еквівалентні форми стійок, які можуть бути нелінійно подібними.

За формою пружні стійки поділяються на Б-подібні та С-подібні (рис. 1.13, 1.14). Вони мають спіральні витки різної конфігурації та кількості. Б-подібні стійки, у свою чергу, можуть бути цільними, розбірними або оснащеними додатковою пластиною.

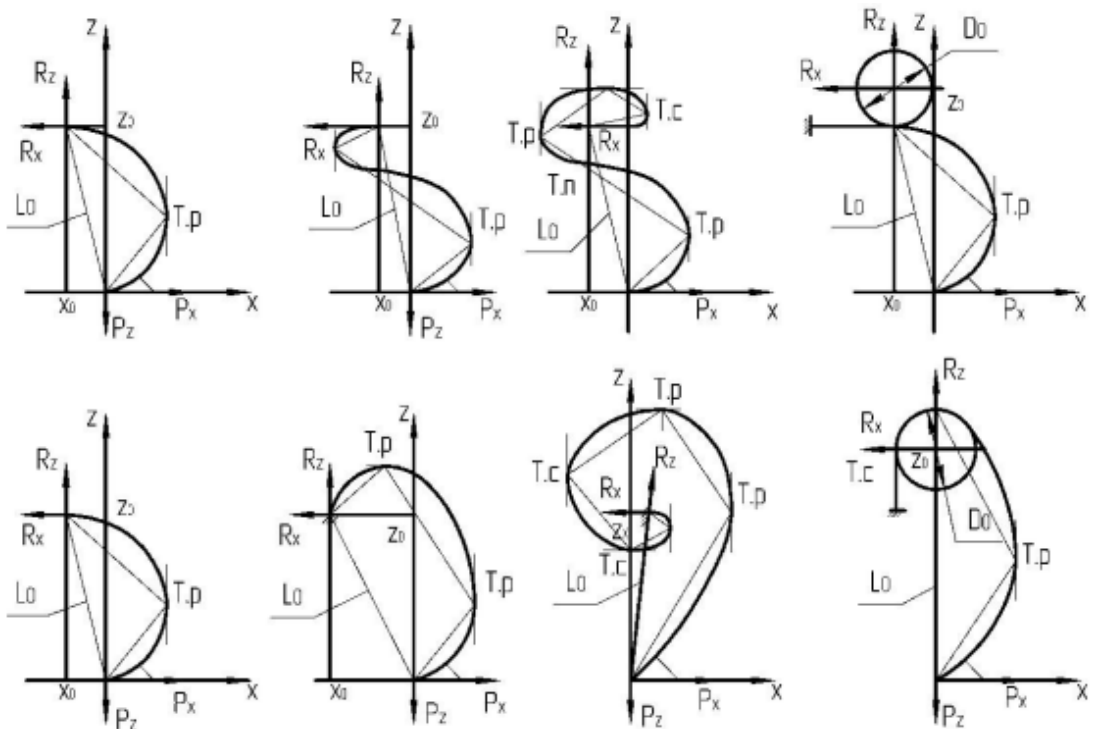


Рисунок 1.13. Основні типи пружних стійок із зображенням характерних точок

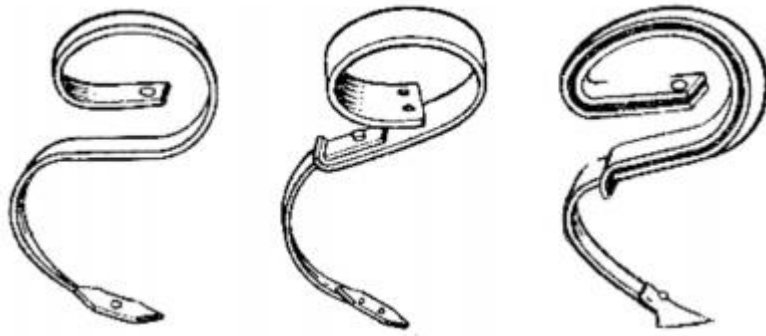


Рисунок 1.14. S-подібні пружні стояки:

а - цільна, б - розбірна; в - з додатковою пластиною.

Стійки з плоскими пружинами переважно використовуються у легких та середніх культиваторах, тоді як зі спіральними пружинами – у важких агрегатах (рис. 1.15) [20]. Така відмінність у сфері застосування пояснюється різними діапазонами жорсткості та особливостями кінематики робочої частини наральника.



Рисунок 1.15. Пружний стояк з подвійною спіральною навикою.



Рисунок 1.16. С - подібний пружний стояк

Ефективність використання пружних стійок ґрунтується на раціональному застосуванні автоколивань із частотами, наближеними до власних частот системи «грунт – робочий орган на пружній стійці».

Багато закордонних виробників застосовують пружні стійки як основні робочі органи культиваторів та комбінованих агрегатів для передпосівної

підготовки ґрунту.

Порівняльний аналіз конструкцій вітчизняних і зарубіжних робочих органів показує, що для розпушування ґрунту на глибину 20–25 см доцільно використовувати жорсткі стійки з долотоподібним наральником шириною до 8 см, тоді як для меншої глибини (до 20 см) ефективнішими є пружні стійки [21].

1.5. Оцінювання впливу еластичних робочих елементів на якість поверхневого та глибинного рихлення

Вітчизняні дослідники у сфері землеробської механіки у своїх працях, присвячених вивченню взаємодії робочих органів на пружній підвісці з ґрунтом [22-28], розробили рекомендації щодо визначення класів нелінійних коливань ґрунтообробних машин та встановлення оптимальних параметрів конструкцій пружних підвісок.

Запропонована класифікація пружних механізмів для обробки ґрунту включає такі варіанти:

- триланковий механізм з однією пружною ланкою (рис. 1.17, а);
- п'ятиланковий механізм з однією пружною ланкою (рис. 1.17, б);
- пружна стійка або пружні елементи навішування (рис. 1.17, в).

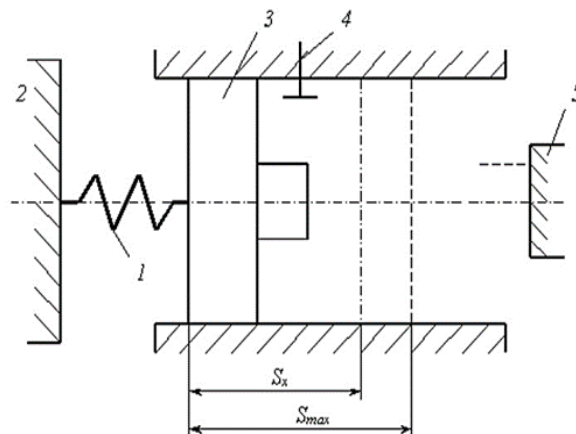


Рисунок 1.9 – Кінематична схема механізму з пружним елементом
1 – пружинна ланка; 2 – опора; ведена ланка; 4 – фіксатор.

Аналіз їх конструктивних рішень дозволив стверджувати, що пружним властивостям таких конструкцій властива нелінійна жорсткість (рис. 1.18).

Результати досліджень показали:

– тяговий опір лапи на пружній стійці зменшується, особливо на щільних ґрунтах – на 25–32%;

– підвищення швидкості руху знижує тяговий опір завдяки збільшенню частоти сколювання ґрунту та коливань лапи;

– якість обробітку ґрунту краща при використанні пружних стійок: зменшується залипання лап на 60–70%, практично усувається обволікання бур'янами, знижується гребенистість поверхні;

– зі збільшенням глибини обробки ефективність пружної підвіски зменшується;

– відхилення від заданої глибини при пружній підвісці становить на 10–15% більше, ніж при жорсткій.

Дослідження Б-подібних пружних стійок підтвердили, що культиватори з ними мають переваги як за якістю, так і за енергетичними показниками порівняно з агрегатами на жорстких стійках. Встановлено, що рух лапи на пружній стійці супроводжується автоколюваннями незалежно від режиму роботи. Їх амплітуда визначається інерційними силами середовища, глибиною ходу та кінематикою підвіски, а частота відповідає власній частоті системи в динамічному режимі.

Отже, перспективними є ґрунтообробні машини з пружними стійками, які забезпечують кращі енергетичні показники, менший знос робочих органів та можливість роботи на підвищених швидкостях. Особливу увагу заслуговують робочі органи, що здійснюють коливання у горизонтальній площині відносно вертикальної осі [3, 12, 25].

Підсумки до розділу 1

Аналіз наукових праць, спрямованих на вдосконалення ґрунтообробних агрегатів, показав, що більшість досліджень зосереджені на покращенні конструктивних характеристик пружних стояків робочих органів з метою підвищення якості виконання агротехнічних вимог та зменшення енергоспоживання під час польових робіт. Водночас робіт, де поєднуються методи інтенсифікації процесів обробітку ґрунту зі стохастичними підходами до забезпечення надійності, виявлено недостатньо.

Проведений аналіз різних типів культиваторів дозволяє зробити висновок, що одним із дієвих шляхів підвищення якості обробітку ґрунту та зменшення тягового опору є використання пружних стояків.

Під час взаємодії з ґрунтовим середовищем пружний стояк здійснює коливальні рухи та відхиляється від початкового положення. Це призводить до зміни кутових параметрів стояка і наконечника відносно горизонтальної площини, величина яких залежить від властивостей ґрунту.

За незмінних конструктивних параметрів стояків зміна глибини обробітку або швидкості руху агрегату впливає на опір робочого органу, що змінює частоту та амплітуду коливань і знижує ефективність культиватора. Конструктивні параметри робочого органу повинні забезпечувати максимальну ефективність при заданій глибині обробітку та швидкості для типових характеристик ґрунту. Через неоднорідність ґрунту лапа виконує коливальні рухи. У роботі запропоновано заходи для покращення якості обробітку та надійності агрегатів шляхом регулювання жорсткості стояків. У межах дипломного дослідження ставляться такі завдання:

- провести аналіз роботи агрегатів для передпосівного обробітку ґрунту, оснащених робочими органами на пружних стійках;

- створити моделі та дослідити процес взаємодії робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем, визначивши закономірності його переміщення;

- обґрунтувати параметри пружних елементів ґрунтообробних агрегатів з урахуванням особливостей коливального руху при інтенсифікації процесу обробітку ґрунту.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУЛЬТИВАТОРА ПРИ ПІДГОТОВЦІ ҐРУНТУ ДО СІВБИ

2.1. Основні технічні положення та вихідні припущення

Підвищення продуктивності землеробства досягається завдяки застосуванню сучасних технологій та засобів обробітку ґрунту. Значного поширення набули машини, оснащені робочими органами на пружній підвісці. Особливості функціонування таких елементів потребують особливої уваги до питань їхньої механічної надійності.

Аналізуючи роботу пружних робочих органів культиваторів, можна дійти висновку, що надмірне збільшення жорсткості та усунення коливальних властивостей конструкції фактично нівелює її технологічні та енергетичні переваги. Тому забезпечення надійності цих систем має здійснюватися у комплексі з визначенням оптимальних параметрів, які гарантують ефективну реалізацію процесу динамічного розпушування ґрунту [12, 22, 23, 25].

2.2. Формалізація процесу вібраційного руйнування та розпушення ґрунту

Для побудови математичної моделі процесу вібраційного розпушування ґрунту використовується класична теорія механічних автоколивань, що виникають під дією сил тертя. Такий процес можна трактувати як автоколивальний, оскільки він зумовлений різницею між опором ґрунту у стані спокою та під час руху робочого органу. Експериментально ця різниця визначається відмінністю коефіцієнтів тертя.

У процесі деформації пружної Б-подібної стійки лапи культиватора під час вібраційного розпушування виділяють окремі стадії, що відповідають схемі ступінчастої двоетапної зміни опору переміщенню робочого органу в ґрунті (рис. 2.1). Подібна схема має аналог у вигляді явища розривного «сухого тертя», при

розрахунок динамічних деформацій та відповідних напружень, що виникають у пружних елементах під час розпушування з коливальним переміщенням робочих органів.

На (рис. 2.3) показано графіки зміни деформації та швидкості деформації пружного елемента, виконаного у вигляді S-подібної стійки (рис. 2.2) лапи культиватора. Для розрахунків прийнято згинальну жорсткість $c = 3700$ Н/м, масу лапи разом із ґрунтом $m = 5$ кг, а також сили опору переміщенню лапи $P_1 = 280$ Н та $P_2 = 267$ Н. Графіки побудовані для трьох варіантів швидкості руху культиватора: $V = 2, 3$ та 4 м/с [27, 28].

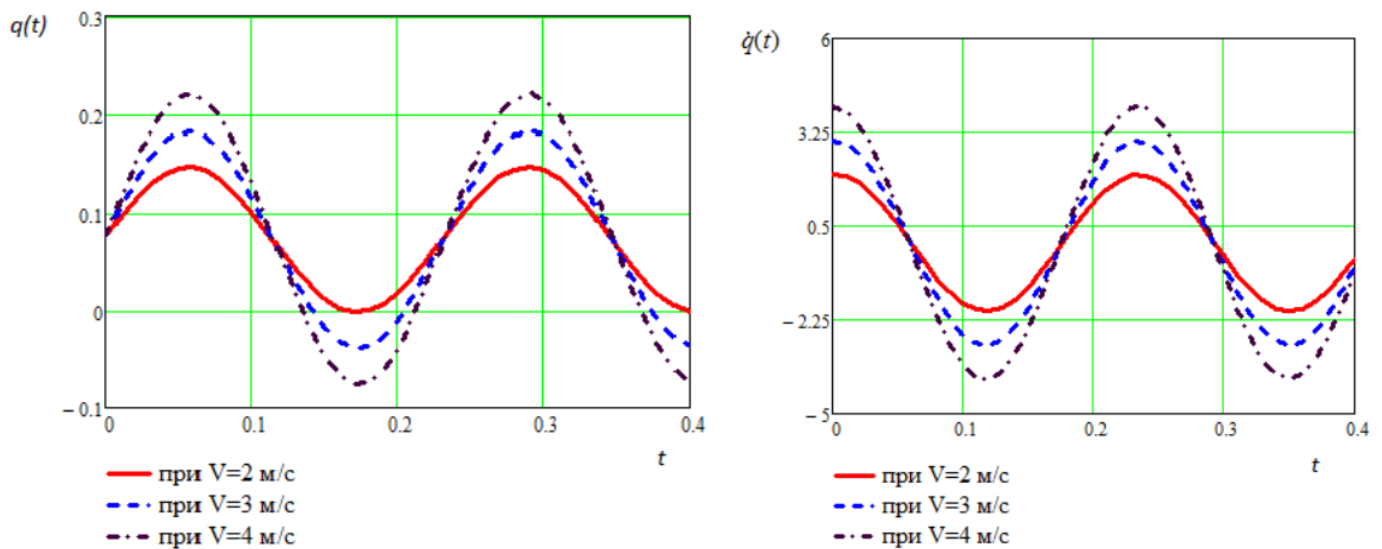


Рисунок 2.3. Динамічна деформація та швидкість деформації стояка лапи в залежності від швидкості руху агрегату

Аналіз результатів, представлених на (рис. 2.3), свідчить про істотний вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на величину амплітуди динамічних деформацій пружного елемента підвіски. Це означає, що за відсутності спеціальних пристроїв, які обмежують деформацію, підвищення швидкості V може спричинити раптову втрату працездатності пружного елемента внаслідок його перевантаження.

2.3. Теоретичне визначення силового навантаження й деформацій робочого елемента

На родючість ґрунту впливає значна кількість факторів, серед яких основними є вітрова та водна ерозія, а також стан плужної підшви та інші чинники. Для підвищення якості його обробітку застосовують ґрунтозахисні технології. У складі комбінованих машин та агрегатів використовуються спеціальні робочі органи [27, 28]. Одним із таких елементів є лапа, встановлена на S-подібній пружній стійці з підресорником (рис. 2.4). Її використання у ґрунтообробних агрегатах сприяє формуванню оптимального водно-повітряного режиму в ґрунті.



Рисунок 2.4 - S-образна стійка з підресорником:

1 - основна частина; 2 - підресорник.

При дії на стійку зосередженої сили P , прикладеної у точці кріплення лапи під кутом φ до горизонтальної осі (рис. 2.5, а), рівняння для визначення згинального моменту в перерізі, що характеризується кутом θ , записуються у такій формі [29]:

$$\begin{aligned} M_{p1}(\theta) &= -P \left[2(R_2 + R_3 - R_1) \cos\varphi + 2R_1 \cos\varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} + R_1 \sin\varphi \sin\theta \right] \text{ при } 0 \leq \theta \leq \pi \\ M_{p2}(\theta) &= -P \left[2(R_2 + R_3) \cos\varphi + R_1 \cos\varphi \sin\theta - 2R_2 \cos\varphi \cos^2 \frac{\theta}{2} \right] \text{ при } \pi \leq \theta \leq 2\pi \\ M_{p3}(\theta) &= -PR_3 \left[2 \cos\varphi \sin^2 \frac{\theta_1}{2} \sin\varphi \sin\theta_1 \right] \text{ при } 0 \leq \theta_1 \leq \pi \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $M_{p1}(\theta)$, $M_{p2}(\theta)$, $M_{p3}(\theta_1)$ - згинальні моменти на виділених при схематизації стійки на ділянках;

R_1 , R_2 , R_3 - радіуси ділянок;

φ - кут між напрямком сили P і горизонталлю.

технологічності виготовлення, форму стійок конструюють як послідовність ділянок із постійним радіусом (прямолінійні відрізки також розглядаються як ділянки з радіусом, що дорівнює нескінченності) (рис. 2.7).

Умови моделювання визначаються так: під дією навантаження $P(t)$ стійка зазнає деформацій; її пружні зсуви $\delta(l,t)$ змінюються вздовж довжини елемента; носок робочого органу (точка А) отримує зміщення Б, яке характеризує величину деформацій. При цьому деформації приймаються такими, що залишаються в межах пружного стану.

Таким чином, об'єкт моделювання розглядається як пружне тіло у формі криволінійного бруса, до якого застосовуються основні співвідношення теорії пружності.

2.4. Динамічний аналіз коливальних характеристик робочої лапи на пружному стояку

Для побудови математичної моделі навантаженості пружних стійок доцільно використовувати положення класичної теорії пружності. При аналізі такого тіла теорія пружності передбачає розгляд у режимі плоскої деформації або плоского напруженого стану.

Для вирішення поставленої задачі розглядається дугоподібний кінцевий елемент, центр кривизни якого збігається з центром кривизни відповідного перерізу стійки (рис. 2.8) [33]. Нескінченно малий дугоподібний елемент із радіусом кривизни r та кутом нахилу θ обмежений двома перерізами, що проходять через центр кривизни та утворюють кут $d\theta$. При цьому радіус ближньої межі елемента дорівнює r , його висота позначається як dr , а довжина – dl .

$$dl = rd\theta \quad (2.12)$$

На гранях елемента діють нормальні σ_θ , σ'_θ , σ_r , σ'_r і тангенціальні τ_θ , τ'_θ , τ_r , τ'_r напруги. Напруги на протилежних гранях пов'язані через приріст $\Delta\sigma_\theta$, $\Delta\sigma_r$, $\Delta\tau_\theta$, $\Delta\tau_r$.

носка лапи визначається фізико-механічними характеристиками стійки, її матеріалом, геометричними параметрами, формою та перерізом.

Якщо до (2.17) додати граничні та початкові умови, а також умови неперервності, утворюється динамічна модель коливального процесу в полярних координатах. Граничні умови враховують положення та стан кінців стійки: нижня частина заглиблюється у ґрунт на глибину h та зазнає навантаження, розподіленого по довжині стійки на висоту $z = h$ (рис. 2.8). Верхня частина при $z > h$ залишається ненавантаженою. Закон розподілу ґрунтового навантаження вздовж довжини стійки описується експоненціальною функцією [34].

$$p(l) = p(e^{k(a-1)} - 1) \quad (2.17)$$

Рівняння рівноваги залишаються справедливими для пружних тіл будь-якої геометричної форми. У випадку (2.13) враховується специфіка брусів малої кривизни, що є добре дослідженим питанням у теорії опору матеріалів. Відповідно до гіпотези плоских перерізів, тиск між шарами бруса відсутній, тобто $\sigma(l) = 0$, а взаємодія між ними здійснюється лише через дотичні напруження τ .

Розподіл нормальних напружень у перерізі криволінійної стійки описується класичними співвідношеннями опору матеріалів [36], які у прийнятих позначеннях для даної задачі мають такий вигляд:

$$\sigma_{\theta} = \frac{M_{зг}(l) \cdot v + e}{F(l)e R + v'} \quad (2.18)$$

де $M_{зг}(l)$ - згинальний момент; $F(l)$ - площа перерізу;

e - зміщення нейтральної лінії бруса відносно центру перерізу, $e = J/FR$.

Тоді :

$$\sigma_{\theta} = \frac{RM_{зг}(l) \cdot v + e}{J R + v'} \quad (2.19)$$

З урахуванням особливостей конструкції пружних стійок та після виконаних спрощень (2.3), рівняння коливань носка лапи пружної стійки набувають вигляду диференціального рівняння другого порядку, яке описує автоколивальний процес у системі «пружна стійка – робочий орган – ґрунт»:

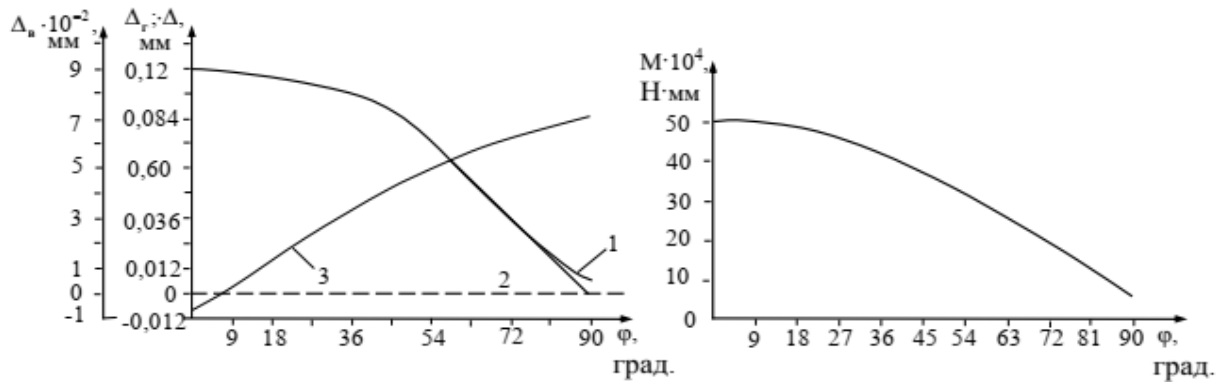


Рисунок 2.9. Залежності переміщення точки кріплення лапи (а) і максимального згинального моменту (б) від напрямку дії сили: 1 - повне переміщення; 2 - горизонтальна складова; 3 - вертикальна складова

Як видно з (рис. 2.9, а), вертикальна складова переміщення Δ_B є значно меншою порівняно з горизонтальною. При кутах φ у межах від 0° до 70° сумарне переміщення майже збігається з його горизонтальною складовою Δ_G . Найбільша деформація стійки спостерігається при малих кутах $\varphi = 0^\circ \dots 20^\circ$, коли напрям прикладеної сили близький до горизонтального. За значень $\varphi > 40^\circ$ величина деформації різко зменшується. Оскільки змінна деформація істотно впливає на довговічність стійки, найбільш небезпечним вважається навантаження, прикладене майже горизонтально.

Розрахунки показали, що найбільші деформації та напруження в Б-подібній стійці виникають у певному діапазоні кута між напрямком рівнодіючих сил на лапу та горизонталлю. Встановлено також, що за відсутності обмежувачів деформацій у стійці з підресорником існує ризик квазістатичного руйнування через перевантаження, а при тривалій експлуатації та змінних навантаженнях можливе втомне руйнування.

Система диференціальних рівнянь руху пружної стійки, яка включає модель напружено-деформованого стану, динамічну модель коливань (2.15), модель форми коливань (2.17) та модель коливань носка лапи робочого органу (2.25), дає змогу вирішувати широкий спектр задач [35].

Отримані вирази мають узагальнений характер, оскільки враховують криволінійність пружного елемента безпосередньо у рівняннях рівноваги. Це

Механічні властивості:

σ_B – межа короточасної міцності, МПа; σ_T – межа пропорційності (або межа текучості при залишковій деформації), МПа; δ_5 – відносне видовження при розриві, %; ψ – відносне зменшення площі перерізу, %; НВ – твердість за Брінеллем, МПа.

Фізико-механічні характеристики:

T – температура, при якій визначені властивості, °С; E – модуль пружності першого роду, МПа; α – коефіцієнт лінійного температурного розширення (у діапазоні $20^\circ-T$), $1/^\circ\text{C}$; λ – коефіцієнт теплопровідності (теплоємність матеріалу), Вт/(м·°С); ρ – густина матеріалу, кг/м³; C – питома теплоємність (у діапазоні $20^\circ-T$), Дж/(кг·°С).

Для дослідження напружено-деформованого стану Б-подібної стійки була побудована відповідна тривимірна модель (рис. 2.11).



Рисунок 2.11. S-подібна стійка, 3D модель

Фізико-механічні характеристики матеріалу Б-подібної стійки відповідають властивостям сталі 65Г:

- границя текучості – 690 МПа;
- густина – 7850 кг/м³;
- модуль зсуву – $7,84532 \cdot 10^5$ Н/м²;
- коефіцієнт Пуассона – 0,29 (рис. 2.12) [35,37].

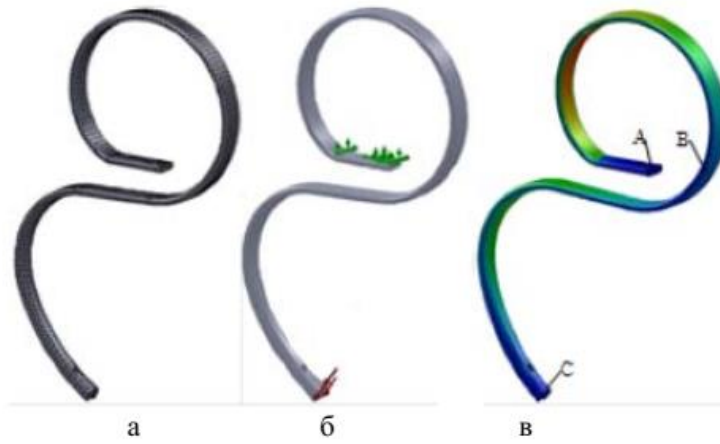


Рисунок 2.12. Навантаження 3D моделі S-подібної стійки:

- а – модель розбиття на скінченні елементи; б – схема навантаження;
- в – візуалізація напружено-деформованого стану

Для моделювання навантаженості пружних стійок доцільно використовувати методи класичної теорії пружності [23, 38], яка забезпечує достатню точність при аналізі напружено-деформованого стану з урахуванням реальної геометрії, умов прикладання навантажень тощо [28, 39]. З цією метою розглядається ділянка Б-подібної стійки, де спостерігаються найбільші напруження, і на ній виділяється елементарний об'єм у вигляді паралелепіпеда (рис. 2.13).

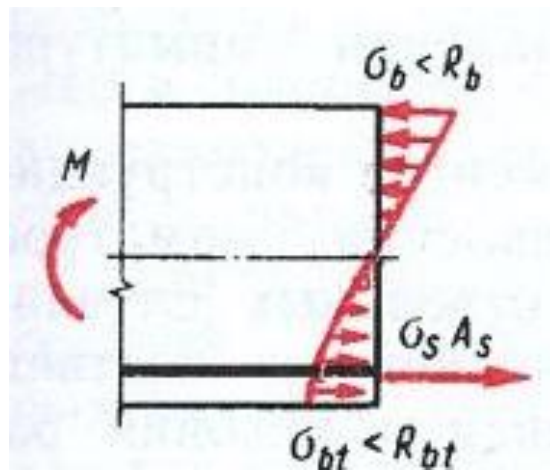


Рисунок 2.13. Розрахункова схема напружено-деформованого стану стійки.

Стан напруження в окремій точці деформованого тіла описується трьома складовими нормальних напружень та трьома парами дотичних. Вони позначаються двома індексами: перший визначає напрям зовнішньої нормалі до площини, на якій діє напруження, уздовж відповідної координатної осі, паралельної цій нормалі; другий індекс показує напрям самого напруження відносно відповідної координатної осі [21, 23].

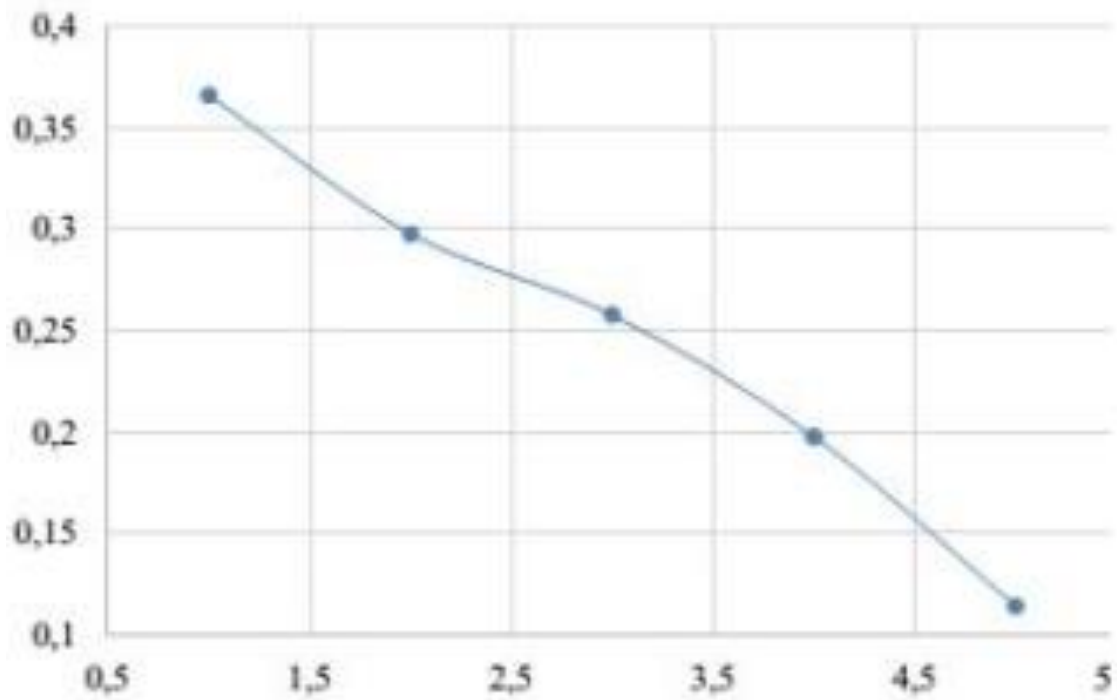


Рисунок 2.18. Переміщення носка лапи пружного стояка при різних положеннях затискування ($P = 2500 \text{ Н}$)

Обраний підхід до підвищення жорсткості стояка шляхом скорочення його робочої довжини підтверджується результатами аналізу функціонування стояка, наведеними у попередніх розділах дипломної роботи.

Підсумки до розділу 2

Сформовано систему диференціальних рівнянь руху пружного стояка, яка охоплює динамічну модель коливань, модель форм коливань та модель коливань носка лапи робочого органу на пружному стояку.

Виявлено залежність амплітуди динамічних деформацій робочого органу з пружною підвіскою від швидкості руху ґрунтообробного агрегату.

Показано, що амплітуда коливань носка лапи робочого органу визначається конструктивними характеристиками, режимами роботи стояка та фізико-механічними властивостями ґрунту.

Встановлено закономірності зміни переміщення пружного стояка та величини максимального згинального моменту залежно від напрямку і кута прикладання сил опору ґрунту.

Обґрунтовано, що обраний спосіб підвищення жорсткості стояка шляхом скорочення його робочої довжини підтверджується результатами аналізу, наведеними у попередніх розділах дипломної роботи.

3. ПРОГРАМНО-МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ

3.1. Базові положення та організація дослідних процедур

Основна мета дослідження полягає у визначенні рівня впливу чинників на вибрані параметри [40, 42].

Як критерії оптимізації (Y_i) роботи пружної S-подібної стійки прийнято:

- величину тягового зусилля;
- відхилення носка лапи від встановленої глибини обробітку.

Ці параметри оптимізації відповідають таким умовам:

- їх значення змінюються при будь-якій варіації факторів функціонування S-подібної пружної стійки у ґрунті;
- вони є статистично надійними, тобто можуть бути визначені з максимальною точністю.

Таблиця 3.1.

Досліджувані фактори і інтервали їх варіювання в дійсних значеннях.

Рівні	Фактор робочого процесу в одиницях виміру		
	(x1) – h, м	(x2) – V, м/с	(x3) – Kжорс, кН/м
Верхній	0,12	3	21,815
Нижній	0,04	2	6,826
Основний	0,08	2,5	14,3205
Інтервал варіювання	0,04	0,5	7,4945

Всі точки плану для реалізації можливих поєднань рівнів чинників визначали за формулою

$$N = 2^k, \quad (3.1)$$

де N - загальне число різних точок в плані;

$$m = \sigma/n \quad (3.7)$$

$$p = \frac{m}{a} 100\% \quad (3.8)$$

Помилки визначалися та вилучалися з аналізу на основі методів теорії ймовірностей із застосуванням критерію Ст'юдента [18,40,42]. Величину ($Y_{v,h}$) для кожної точки матриці плану (тобто для кожного рядка) знаходили за рівнянням регресії, при цьому з урахуванням знака відповідного фактора обчислювали алгебраїчну суму коефіцієнтів рівняння.

3.2. План проведення експериментальних випробувань

З метою перевірки результатів автоматизованого розрахунку S-подібної стійки було організовано експеримент зі статичним навантаженням. Такий підхід дозволив змодельовати тяговий опір та отримати якісні характеристики роботи стійки при різних способах її закріплення, що дало можливість визначити оптимальне положення та конструктивне виконання регулятора жорсткості.

3.3. Методологія виконання досліджень і реєстрації показників

Проведені експериментальні дослідження дали змогу отримати дані, які відображають характер змін ключових параметрів, що визначають процес ґрунтообробки коливальними робочими органами. До таких параметрів належать:

- прискорення;
- кутові швидкості;
- кути орієнтації за Ейлером;
- зусилля сил опору ґрунту;
- переміщення кінця стійки (точка С на рис. 3.1);
- спектральна щільність віброприскорень;
- спектральна щільність тягового зусилля.

Отримані результати випробувань подані у відповідності до локальної системи координат, схематично наведеної на рисунку 3.1, що забезпечує коректність інтерпретації та зіставлення даних

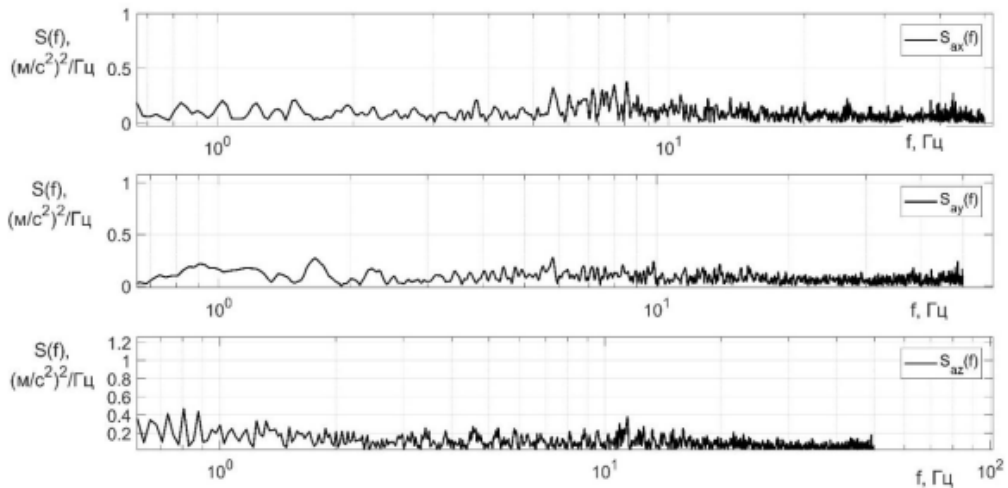


Рисунок 3.2 - Спектральна щільність віброприскорень пружного стояка культиватора

Таким чином, у зазначеному діапазоні частот сталого експлуатаційного режиму пружного робочого органу спостерігається монотонне зростання амплітуди коливань зі збільшенням швидкості переміщення стійки від 0,93 м/с до 2,5 м/с.

- При глибині обробки ґрунту 10 см амплітуда змінюється від 8 мм до 13 мм.
- При глибині 15 см амплітуда становить від 9,5 мм до 16,5 мм (рис. 3.3).

Отримані результати підтверджують закономірність: зі збільшенням швидкості руху робочого органу амплітуда його коливань зростає, причому глибина обробки ґрунту додатково підсилює цей ефект. Це дозволяє враховувати взаємозв'язок швидкісних режимів і глибини обробки при оптимізації конструкції та експлуатаційних параметрів пружних стійок.

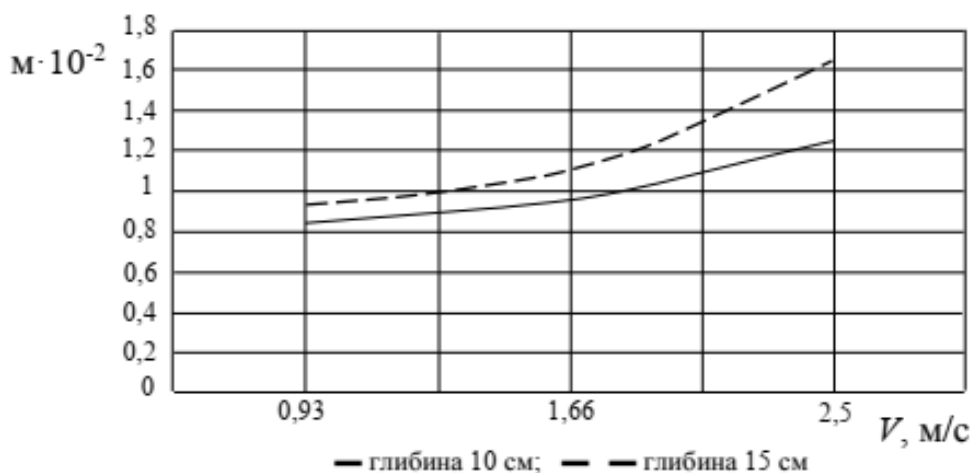


Рисунок 3.3 - Залежності амплітуди коливань стояка від швидкості руху робочого органу та глибини обробки ґрунту

а також забезпечує адекватне теоретичне відображення реальних процесів роботи пружних стояків у ґрунтообробних агрегатах.

Отримані результати фіксації сил опору ґрунту (рис. 3.6) дозволяють детально охарактеризувати роботу пружного стояка культиватора:

- Різниця між силами (P_1) та (P_2) (до початку руйнування ґрунту та під час рихлення) у напрямку осі z становить близько 130 Н у сталому режимі.

- У напрямку культивації (ось x) сила опору змінюється від 100 Н до 60 Н, а у вертикальному напрямку (ось y) – від 100 Н до 70 Н.

- При потраплянні на перешкоду у вигляді пресованих грудок ґрунту зафіксовано екстремальні навантаження:

 - вздовж осі x: від 680 Н до –25 Н, різниця 705 Н;

 - вздовж осі y: від 280 Н до –75 Н, різниця 355 Н.

- Проходження другої перешкоди супроводжується меншими деформаціями, але вони все ж перевищують сталий режим у 2,5–3,5 рази (до 60 мм по x та 18 мм по y).

Попри те, що пресовані грудки ґрунту не були зруйновані (подолання відбувалося шляхом їх зсуву), навантаження виявилися значними й призвели до підвищення максимальних напружень у стояку, що потенційно може спричинити його раптове руйнування.

Додатково було визначено спектральну щільність тягового зусилля для стояка з двосторонньою оборотною плоскою лапою при швидкості 1,66 м/с та глибині обробітку ґрунту 10 см (рис. 3.2). Заміна лапи на стрілчасту за тих самих умов не дала суттєвих змін у показниках тягового зусилля, що підтверджує стабільність параметрів у межах досліджуваних режимів (додаток Б).

Ці результати демонструють критичну роль локальних перешкод у формуванні пікових навантажень та підкреслюють необхідність врахування випадкових факторів ґрунтового середовища при проектуванні пружних стояків.

Підсумки до розділу 3

Методика експерименту була розроблена для аналізу впливу глибини обробітку ґрунту та швидкості руху агрегату на коливання робочого органу. У ході досліджень визначалися: прискорення, кутові швидкості, сили опору, переміщення кінця стояка, спектральна щільність віброприскорень та спектральна щільність тягового зусилля.

Характер зміни прискорень підтвердив обґрунтованість використання теорії механічних автоколивань, зумовлених тертям, що відповідає схемі ступінчастої двостадійної зміни опору переміщенню робочого органу в ґрунті.

Зафіксовано значення сил опору ґрунту, які сприймаються робочим органом культиватора, що дозволяє оцінити навантаження на пружний стояк у різних режимах роботи.

Встановлено вплив глибини обробітку, швидкості руху та жорсткості стояка на тяговий опір і відхилення носка лапи робочого органу.

При заглибленні S-подібного стояка ширина та глибина борозни збільшуються, однак підвищення жорсткості (зменшення робочої довжини стояка) призводить до зменшення цих параметрів.

Експериментальні параметри: швидкість культивації – 1,66 м/с; глибина обробітку ґрунту – 10 см; робочий орган – двостороння оборотна плоска лапа. Заміна на стрілчасту лапу за аналогічних умов не дала суттєвих змін у показниках тягового зусилля.

Ці результати підтверджують, що конструктивні параметри стояка та режими роботи мають вирішальний вплив на ефективність ґрунтообробки, а також на енергетичні витрати агрегату. Вони можуть бути використані для оптимізації конструкції пружних стояків та вибору робочих органів залежно від умов експлуатації.

4. ОТРИМАНІ РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО РИХЛЕННЯ

4.1. Стислий виклад вихідної інформації та умов експерименту

Міжрядна обробка посівів та висадок просапних культур є невід'ємним етапом технології їх вирощування. Її головна функція полягає у знищенні бур'янів шляхом підрізання у міжряддях та засипання їх ґрунтом у захисних смугах рядків. Додатково ця операція забезпечує розпушення верхнього шару ґрунту, що зменшує втрати вологи й створює сприятливі умови для росту культурних рослин.

Для виконання міжрядної обробки застосовують просапні культиватори, які здебільшого оснащені стрілочастими лапами з хвостовиком та іншими допоміжними елементами. Використання стандартних лап має недоліки: під час роботи у міжряддях на їх поверхні, особливо на кінцях крил, намотуються корені та рослинні залишки. Це погіршує якість обробки, знижує стабільність руху лап, що призводить до відхилень від рекомендованої глибини. Внаслідок обволікання лап зменшується кількість підрізаних бур'янів, а зменшення глибини обробки спричиняє пошкодження кореневої системи культурних рослин.

При зміні конструкції робочих органів ґрунтообробних машин необхідно дослідити окремі параметри для підтвердження ефективності удосконалень. Для лап культиваторів важливим є визначення кутів тертя поширених бур'янів, враховуючи їх охоплення лапами. Також слід проаналізувати рух ґрунту та бур'янів по лезах лап зміненої форми.

Оцінку коефіцієнта тертя найбільш розповсюджених бур'янів та кута тертя по лезу лапи з урахуванням їх охоплення можна здійснити за відповідною методикою [16]. Отримані результати наведено у таблиці 4.1.

Під час теоретичного аналізу руху ґрунту та бур'янів по лапі культиватора приймається умова, що потік ґрунту, який спрямовується до кінців крил стрілочастих лап, не здатний зміщувати бур'яни.

Результати моделювання руху ґрунту на лапах із прямим лезом показали, що потік частково відбивається від стінки борозни, утвореної лапою.

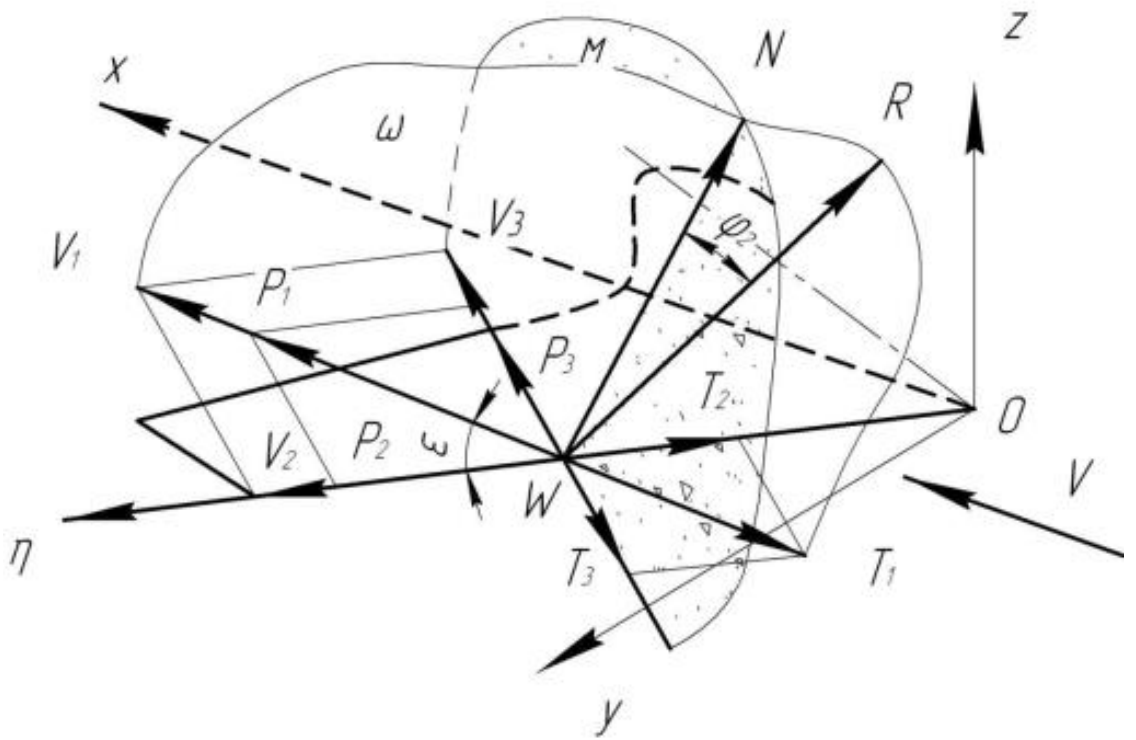


Рисунок 4.1 – Схема дії сил на бур'яни культиваторною лапою

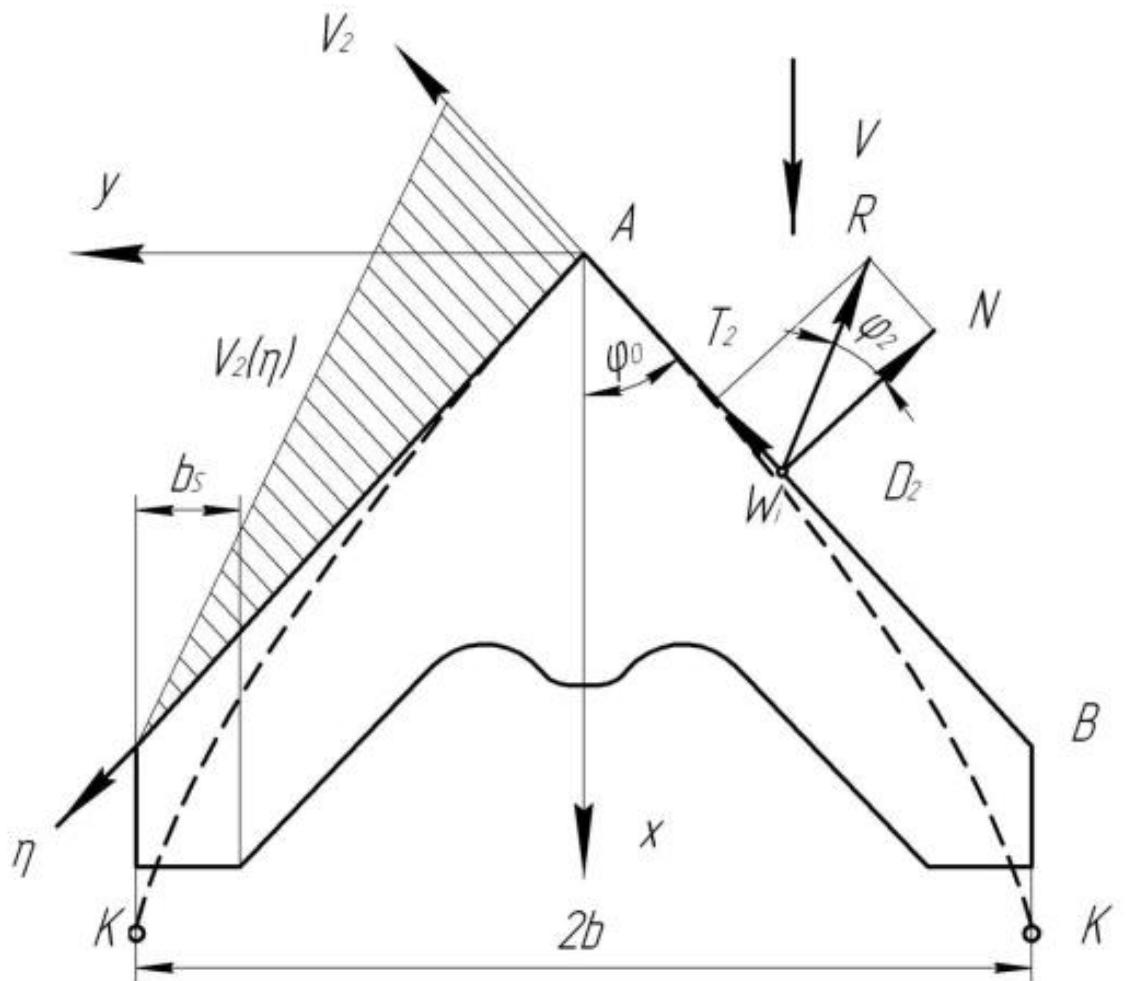


Рисунок 4.2 – Схема пристінного явища на лапі культиватора

Для того щоб бур'яни сходили з лез культиваторних лап, слід задати умову: наростання ґрунту (D_2) перед лапами відбувається на сталу величину, яка прямо пропорційна переміщенню (η).

$$\Delta D_2 = D \cos \Delta\varphi; \quad (4.7)$$

тут $\Delta\varphi$ - для радіус-вектора точки Wi , збільшення кута, рад (рисунок 4.5).

Із досліджень випливає, що коли зменшується кут y_o , меншою стає ширина застійної зони b_s , зникає пристінне явище і бур'яни переміщаються лапами.

Щоб забезпечити зростання зусилля динамічного потоку D_2 доцільно леза лап виготовляти у вигляді логарифмічної спіралі.

Рівняння логарифмічної спіралі має різний запис у різних системах координат [16, 26]:

- для полярної

$$r = r_0 e^{\varphi \operatorname{ctg} \theta}; \quad (4.8)$$

- для декартової

$$\sqrt{x^2 + y^2} = r_0 \cdot e^{\operatorname{ctg} \theta \operatorname{arctg} \frac{y}{x}}; \quad (4.9)$$

тут r_0 – радіус-вектор початковий, м;

r - для логарифмічної спіралі радіус, м;

θ - кут, який розташований між радіус-вектором і дотичною, град;

φ - кут полярний, рад.

4.2. . Представлення фактичних результатів вимірювань і спостережень

У результаті аналітичних та диференціально-геометричних досліджень міцності отримано залежність, що дозволяє описати форму леза лапи. Встановлено, що оптимальною є конічна поверхня, яка має геометрію логарифмічної спіралі.

Для конічної поверхні подається рівняння, що визначає її просторову форму [16, 26, 29, 30, 31].

$$\frac{y-y_s}{x-x_s} = \frac{y(u)(z-z_s)}{z_s(x-x_s)}; \quad (4.10)$$

тут x_s, y_s, z_s - для поверхні лапи координати її вершини, м;

$y(u)$ - для леза лапи - це рівняння кривої у горизонтальній площині;

u - параметр лінії, тобто кривої, що описує лезо лапи.

Основу утворення лапи дає конічна поверхня. Це відбувається завдяки руху у просторі прямолінійної твірної δ .

Для конічної поверхні рівняння

$$\frac{x-x_s}{x(u)-x_s} = \frac{y}{y(u)} = \frac{z-z_s}{-z_s}; \quad (4.11)$$

тут $x(u), y(u)$ - для напрямної кривої її координати;

u - параметр, що визначає криву.

Проекції твірної можна записати рівняннями:

для площини O_{yz}

$$z = \frac{z_s}{x_s-x(u)} (x - x_s) + z_s; \quad (4.12)$$

для площини O_{xy}

$$y = \frac{y_s}{x_s-x(u)} (x - x_s) + y_s \quad (4.13)$$

для площини O_{xz}

$$z = \frac{z_s}{y(u)} (y - y_s) + z_s \quad (4.14)$$

Формування поверхні культиваторної лапи здійснюється шляхом задання координат кривої $(x(\eta), y(\eta))$, яка визначає лезо, та координат поверхні $(S(x_s, y_s, z_s))$. Побудова робочих поверхонь лап може виконуватися у такій послідовності [3, 9, 16, 26]:

встановлюють вихідні параметри: (γ_0) – початковий кут розгину лапи, градуси; (B) – ширина захвату, м; (ν) – кут між поточним радіус-вектором і дотичною, градуси;

4.3. Аналітична інтерпретація встановлених експериментальних залежностей

Проведемо оцінювання напружено-деформованого стану тримача лапи культиватора, призначеного для міжрядного обробітку ґрунту на схилах гребенів картоплі. 3D-модель вузла (рис. 4.5) створено у середовищі КОМАС-3D V13 Ноге. Тримач кріпиться до стояка лапи через планку за допомогою болтового з'єднання, утримує ліву та праву лапи-бритви й забезпечує регулювання їхнього кута встановлення у поздовжньо-вертикальній площині.

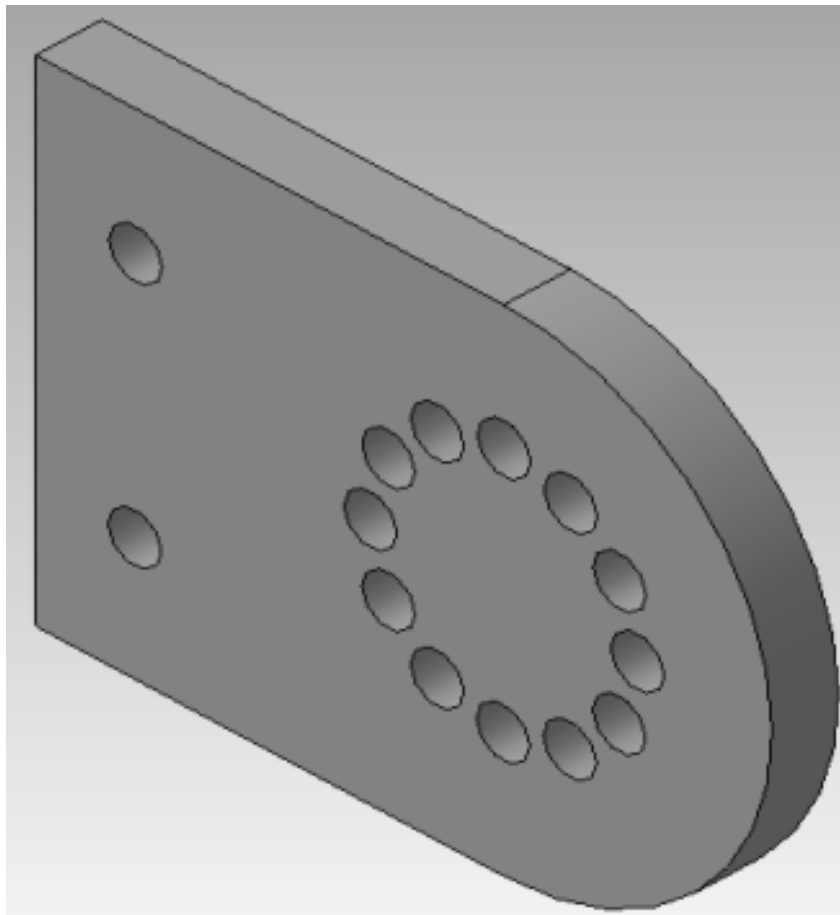


Рисунок 4.5 – 3D модель тримача

У середовищі АРМ FEM пакету КОМАС-3D V13 Ноге тримач фіксують через два отвори та навантажують силою $P = 6,056$ кН (рисунок 4.6, див. пункт 2.4.1).

Побудовану модель тримача дискретизують на кінцево-елементну сітку (рисунок 4.7).

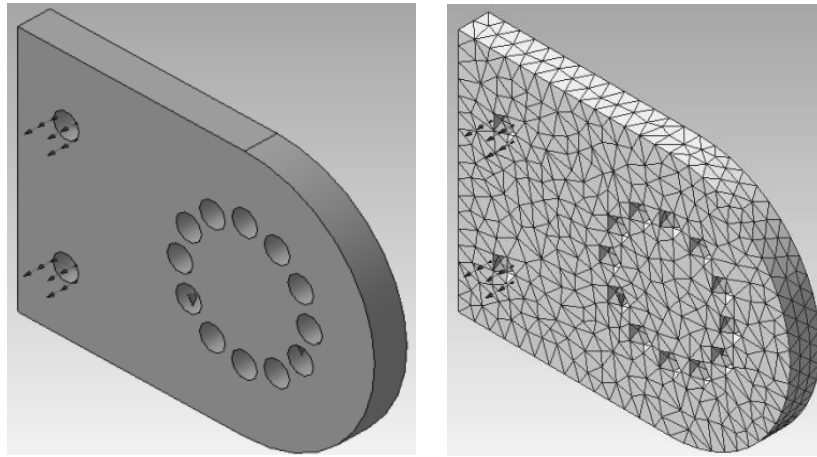


Рисунок 4.6 – Закріплення і навантаження тримача

Максимальна довжина сторони елемента моделі – 5 мм, максимальний коефіцієнт згущення на поверхні – 1, коефіцієнт розрідження в обсязі – 1,5.

За допомогою методу кінцевих елементів у APM FEM для KOMQAS-3D V13 Номе виконано обчислення напружено-деформованого стану тримача культиваторної лапи, визначено переміщення опорних точок та коефіцієнт запасу міцності [28]. Ізолінії напружень наведено на рисунку 4.7; максимальне значення становить близько 49 МПа. Графік переміщень точок тримача представлено на рисунку 4.8; найбільше зміщення дорівнює 0,02105 мм. Розподіл коефіцієнта запасу міцності показано на рисунку 4.7; максимальне значення – 4,866

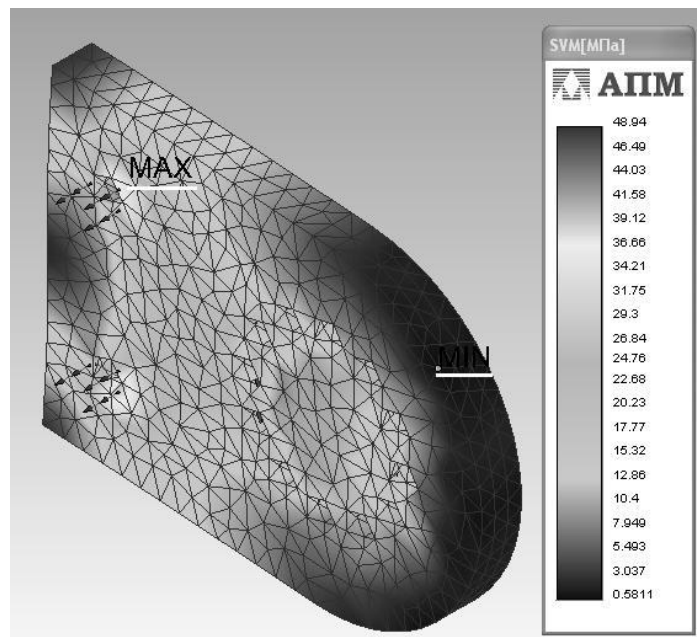


Рисунок 4.7 – Напружено-деформівний стан тримача культиваторної лапи

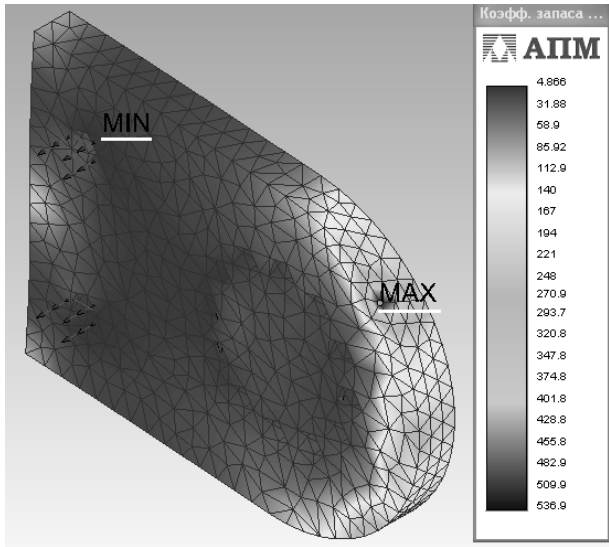


Рисунок 4.8 – Розрахунок переміщення точок тримача

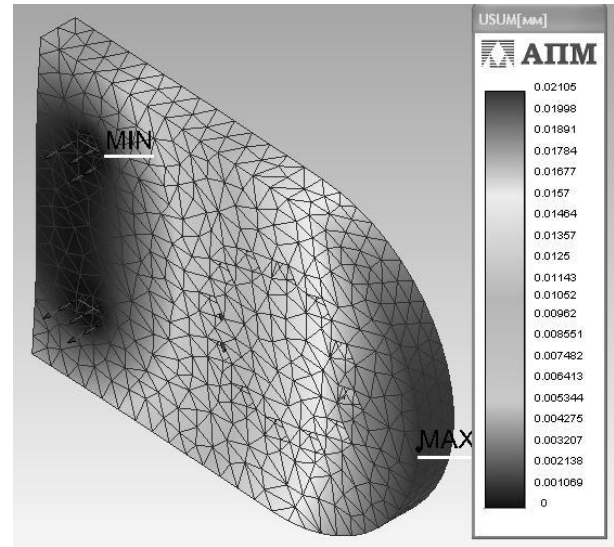


Рисунок 4.9 – Розподіл коефіцієнта запасу міцності

Підсумки до розділу 4

1. Гранична довжина сторони кінцевого елемента в моделі – 5 мм;
2. максимальні значення коефіцієнтів згущення на поверхні та розрідження в об'ємі становлять 1,5.
3. Пікове значення напружень дорівнює 49 МПа.
4. Найбільше зміщення складає 0,02 мм.
5. Максимальний коефіцієнт запасу міцності дорівнює 4,7.

5 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЄКТНО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

5.1 Основні економічні положення та підходи

Використання важких тракторів і ґрунтообробних машин спричиняє надмірне ущільнення ґрунту. Найбільші деформації виникають у верхньому шарі на глибині 0...15 см, де насіння та садивний матеріал змушені проростати в надто твердому середовищі. За таких умов поверхневий обробіток потребує впровадження енергоощадних робочих органів культиваторів.

Часто аграрії недооцінюють проблему переущільнення: попри значні витрати на добрива, високоякісний насіннєвий матеріал і додаткові поливи, урожай недобирають. Рослини не здатні реалізувати генетичний потенціал чи засвоїти поживні речовини, коли ґрунт має надмірну щільність. Крім того, зростає опір робочих органів культиваторів, що підвищує витрати паливно-мастильних матеріалів.

У підсумку це веде до зниження родючості ґрунту на 20...25% і недобору врожаю культур до 28%.

5.2 Фінансово-економічний аналіз ефективності запропонованих конструктивних змін

У процесі вирощування сільськогосподарських культур найбільш енерговитратною операцією є обробіток ґрунту, на який припадає до 30% загальних витрат енергії. З цієї причини було розроблено та досліджено енергозберігаючий робочий орган культиватора, призначений для поверхневого обробітку ґрунту. Використання такого робочого органа дозволяє заощадити близько двадцяти кілограмів дизельного палива на кожному гектарі. За умови комплексної вартості паливно-мастильних матеріалів у 60 гривень за кілограм економія становитиме [40,41].

$$E = P \cdot C, \quad (5.1)$$

де E – економія паливо-мастильних матеріалів, грн.;

Π – кількість зекономленого палива на одному гектарі, $\Pi = 20$ кг/га.;

Ц – комплексна ціна паливо-мастильних матеріалів, $\text{Ц} = 60$ грн./кг.

Підставляємо значення у формулу (5.1) і отримуємо

$$E = 20 \cdot 60 = 1200 \text{ грн./га.}$$

Отже, з одного поля площею 100 га зекономлені кошти розраховуємо за формулою

$$\text{ЗК} = S \cdot E, \quad (5.2)$$

де ЗК – зекономлені кошти, грн.;

S – площа поверхневого обробітку поля, га; $S = 100$ га ;

E – зекономлені паливо-мастильні матеріали, $E = 1200$ грн./га.

Підставляємо значення у формулу (5.2) і отримуємо

$$\text{ЗК} = 100 \cdot 1200 = 120\,000 \text{ грн.}$$

З економічного аналізу випливає, що використання енергозберігаючих робочих органів культиваторів під час поверхневого обробітку ґрунту на площі 100 гектарів дозволяє заощадити близько 120 тисяч гривень за рахунок зменшення витрат дизельного палива. Таким чином, отримана економія підтверджує доцільність впровадження дослідних енергозберігаючих робочих органів у виробничу практику.

Підсумки до розділу 5

Економічний аналіз показує, що завдяки зменшенню витрат дизельного палива при поверхневому обробітку ґрунту на площі 100 гектарів можна отримати заощадження у розмірі 120 тисяч гривень. Таким чином, досягнута економія підтверджує ефективність використання енергозберігаючих робочих органів культиваторів та обґрунтовує необхідність їх впровадження у виробничий процес.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі проведено дослідження енергоощадних робочих органів культиватора для поверхневого обробітку ґрунту, які повинні відповідати агротехнічним вимогам під час виконання технологічних операцій.

Стрілчасті лапи з хвостовиком і криволінійним лезом, а також односторонні плоскоріжучі лапи, що кріпляться до стояків стрілчастих лап, призначені для знищення бур'янів на схилах гребенів. Використання таких органів сприяє покращенню якості обробітку ґрунту, його розпушуванню та ефективному знищенню бур'янів.

Досліджені енергозберігаючі робочі органи представлені лапами шириною 165 мм, 220 мм, 270 мм та 330 мм, які забезпечують вищу ефективність при поверхневому обробітку ґрунту.

Односторонні плоскоріжучі лапи закріплюються на стояках стрілчастих лап і встановлюються з урахуванням глибини обробітку, ширини захвату та кута атаки, а також фаз росту і розвитку культурних рослин.

Використання енергоощадних робочих органів культиваторів забезпечує якісніший обробіток ґрунту в міжряддях і на гребенях, зменшує трудомісткість процесу, створює оптимальні умови для росту культурних рослин, сприяє скороченню коефіцієнта використання робочого часу зміни та підвищує продуктивність праці.

Застосування лап із криволінійним лезом покращує агротехнічні показники: зменшується налипання ґрунту та забивання бур'янами, підвищується здатність до самоочищення, стійкість у роботі, знижується зношування поверхні та витрати палива під час обробітку.

Економічний аналіз показує, що завдяки економії дизельного палива при поверхневому обробітку ґрунту на площі 100 гектарів можна заощадити близько 120 тисяч гривень.

Отже, отримана економія підтверджує доцільність впровадження досліджених енергозберігаючих робочих органів культиваторів у виробничу практику.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Земельний кодекс України: Закон України від 25 жовтня 2001 року № 2768 - III // Відомості Верховної Ради України. 2002. № 3-4. С. 42-88.
2. Про внесення змін в Земельний кодекс України: Закон України від 11 липня 2003 року № 1119 - IV // Голос України. 2003. 12 серпня.
3. Про внесення змін до Земельного кодексу України: Закон України від 6 жовтня 2004 року № 2059 - IX // Все про бухоблік. 2004. № 116. С. 11.
4. Про внесення змін до Земельного кодексу України: Закон України від 6 жовтня 2004 року № 2059 - IX // Відомості Верховної Ради України 2005. №2.
5. Методичні рекомендації до виконання та оформлення дипломних робіт для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, С.П. Комарніцький. За ред. В.І. Дуганця. Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2023. 51 с.
6. Застосування способів основного обробітку ґрунту в сівозмінах/ В.М. Кабанець, М.Г. Собко, О.В. Радченко / під ред. М.Г. Собка. 2015. 16 с.
7. Шустік Л. Техніка для передпосівного обробітку ґрунту // Пропозиція, 2015. №1. С.44 - 51.
8. Булгаков В. М. Пріоритетні напрями наукових досліджень з механізації сільського господарства / Булгаков В.М., Лінник М.К., Гуков Я.С. - Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”, т. Харків, 2001. С. 8-14.
9. Гевко Р.Б. Машини сільськогосподарського виробництва / Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Тернопіль, 2005. 228 с.
10. Пришляк В.М. Умови експлуатації і основні причини виходу з ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин / В.М. Пришляк, В.М. Яропуд // Збірник наукових праць ВНАУ. Вінниця, 2010. №5. С.117-119.
11. Пастухов В.І. Довідник з машиновикористання в землеробстві. [текст]/. В.І. Пастухов, А.Г. Чигрин, П.А., Дзолос та ін. Харків: Весна, 2001. 344 с.
12. Лихочвор В.В. Вплив агрозаходів на польову схожість озимої пшениці при вирощуванні за ресурсощадною технологією [Текст] / В.В. Лихочвор //Таврійський науковий вісник. Херсон, 2000. Вип.16. С.53- 58.

13. Коваленко А.В. Культиватор для суцільного обробітку ґрунту для ґрунтозахисної системи землеробства [Текст] // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХДТУСГ Харків, 2004. Вип.29. С. 180 - 184.

14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін., за ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.: іл.

15. Коломієць С. М. Обґрунтування параметрів культиваторів-розпушників для передпосівного обробітку ґрунту. Вісник Харків. НТУСГ ім. П. Василенка. Харків, 2014. Вип. 145: Технічний сервіс машин для рослинництва. С. 75-81.

16. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарською виробництва: підруч. У 2 т: Т. 1 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. Київ: Агроосвіта, 2012. 584 с.

17. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підруч. У 2 т: Т. 2 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. Київ: Агроосвіта, 2012. 434 с.

18. Проектування сільськогосподарських машин. Навчальний посібник для виконання курсових проектів з розробки сільськогосподарської техніки при підготовці фахівців напряму 6.100202 „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва”. І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін. / За редакцією І.М. Бендери, А.В. Рудя, Я.В. Козія. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. 640 с.

19. Типові задачі машиновикористання в землеробстві / Нагірний Ю. П., Затхей Б.І., Хом'як В.В. та ін. За ред. Ю.П. Нагірного: Львів: ВЦ НАУ, 2001. 180 с.

20. Погорілець О. М., Погорілець М. О. Основи проектування і розрахунку об'ємного гідропривода: Методичні вказівки. Київ: НАУ, 2000. 47 с.

21. Гуков Я. С. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. Київ: ДІА, 2007. 276 с.

22. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М. Дослідження конструкцій і режимів роботи робочих органів культиваторів. Техніка і енергетика АПК: Науковий вісник НУБіП України. Київ: НУБіП 2010. Вип. 144, Ч.4. - С.122-127.

23. Булгаков В.М. Від класичних основ землеробської механіки до сільськогосподарських машин майбутнього / В.М. Булгаков, А.С. Заришняк, І.В. Головач // Механізація і електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2012. Вип. 96. С. 26-34.

24. Сисолін В. П., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / за ред. М. І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 384 с.

25. Нагірний Ю. П. Системна методологія аграрної інженерії як чинник технологічного розвитку // Вісник ХДТУСГ, вип. 7 «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків, 2001 С.341 347.

26. Калетнік Г.М Використання сучасних методів механіки для сільського господарства // Г.М. Калетнік, О.М Черниш, М.Г Березовий / Збірник наукових праць ВНАУ. Вінниця, 2011.Т1 (65). С.8-18.

27. Калетнік Г.М. Теорія плоскопаралельного руху удобрювально- посівного машинно-тракторного агрегату / Калетнік Г.М., Адамчук В.В., Петриченко Є.А., Булгаков В.М., Кувачов В.П.// Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця: ВНАУ, 2017. №2 (97). С. 6-18.

28. Пастухов В. І. Особливості математичного моделювання функціонування МТА з врахуванням критеріїв часу, біопотенціалу, енергоресурсів і екологічної безпеки // Вісник ХДТУСГ, вип. 7 «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків, 2001 С. 341 347.

29. Алфйоров О. І. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів / Алфйоров О.І., Гринченко О. С., Савченко В. Б., Юр'єва Г. П.// Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів, 2016.- № 5. С. 225-231.

30. Машини та обладнання в тваринництві: підручник / Іванишин В.В., Грушецький С.М., Рудь А.В. Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет: ТОВ «Друкарня «Рута», 2021. 468 с.

31. Технічне обслуговування машин і обладнання: підручник / Іванишин В.В., Рудь А.В., Грушецький С.М. Кам'янець-Подільський: Заклад вищої освіти «Подільський державний університет», ТОВ «Друкарня «Рута», 2023. 360 с.

32. Експлуатація машин і обладнання: підруч. / Іванишин В.В., Лабазюк П.П., Рудь А.В., Грушецький С.М. Кам'янець-Подільський: Заклад вищої освіти «Подільський державний університет», ТОВ «Друкарня «Рута», 2024. 576 с.

33. Експлуатація та обладнання машин: підручник Кравченко, Володимир Михайлович; Іщенко, Анатолій Олексійович; Сидоров, Володимир Анатолійович; Буцукін, Валерій Віталійович Рік видання: 2014 Експлуатація та обладнання машин / Кравченко В. М., Іщенко А. О., Сидоров В. А., Буцукін В. В. Донецьк: Донбас, 2014. 543 с.

34. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки Автор Валерій Орлов, Александр Строков, Андрій Головчук Видавництво Грамота. Рік видання, 2009. 336 с.

35. В. І. Лесько, М. П. Кузьмінець, Є. О. Міщук. Експлуатація і ремонт машин: конспект лекцій. Частина 1/ В. І. Лесько, М. П. Кузьмінець, Є. О. Міщук. Київ: КНУБА, 2015. 83 с.

36. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки Автор Валерій Орлов, Володимир Марченко, Андрій Головчук, 2003. 320 с.

37. Булгаков В.М. Побудова математичної моделі коливального руху у ґрунті /В.М. Булгаков, І.В.Головач, В.П. Горобей, О.М. Свірень // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ. Кіровоград, 2015. Вип.45. Ч.1. С. 50-62.

38. Калетнік Г.М. Технічна механіка [Текст] : підручник для студентів вищих навчальних закладів / Калетнік Г.М., Булгаков В.М.; Черниш, О.М. та ін.. Київ: Хай-Тек Прес, 2011. 340 с.

39. Калетнік Г.М. Теоретична механіка в прикладах та завданнях: Навч. посібник / В. М. Булгаков, Г. М. Калетнік, І. В. Гриник та ін.; За ред. : В. М. Булгакова. Київ: Аграрна наука, 2014. - 348 с.

40. Техніка сільськогосподарська. Методи визначення умов випробувань: ДСТУ 7435:2013. [Чинний від 204-07-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2013. 25с. (Національний стандарт України).

41. Булгаков В.М. Стан та перспективи створення в Україні сучасних сільськогосподарських машин / В.М.Булгаков, В.В. Адамчук // Наук. Вісник Луганського нац. аграр. ун-ту. Луганськ, 2011. - № 29. С. 252-260. (сер. «Технічні науки»).

42. Скобло Ю. С., Тіщенко Л. М., Цапко В. Г. Безпека життєдіяльності. Вінниця, Нова книга, 2000. 368 с.

43. Методичні рекомендації з оплати праці робітників сільськогосподарських підприємств на збиранні зернових культур урожаю 2014 року/ І. М. Демчук, В. О. Завалевська, О. П. Савицька, М. Ф. Кисліченко та ін. Київ: НДІ «Украгропромпродуктивність», 2014. 38 с.

44. Економіка сільського господарства : навч. посіб. / [Збарський В.К. Бабієнко М.Ф., Кулаєць М.М., Синявська І.М., Хоменко М.П.] ; за ред. проф В. К. Збарського. Київ: Агроосвіта, 2013. 352с.

45. Гнатчук В. Я. Моделювання процесу вібраційного розпушування ґрунту. Науково-практична конференція молодих вчених «Перші наукові кроки - 2025». Заклад вищої освіти «Подільський державний університет». Кам'янець-Подільський, 2025.

ДОДАТКИ

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО РОЗПУШУВАННЯ ҐРУНТУ

Гнатчук В. Я., здобувач вищої освіти

освітнього ступеня «Магістр» спеціальності 208 «Агроінженерія»

Керівник: професор, Заслужений працівник освіти України Рудь А.В.

Для математичного моделювання вібраційного процесу розпушування ґрунту приймемо класичну теорію механічних автоколивань, які обумовлені тертям. Вібраційне розпушування можливо розглядати як автоколивальний процес, який обумовлений різницею між силами опору ґрунту у стані спокою і у стадії руху. Ця різниця експериментально може бути оцінена різницею у коефіцієнтах тертя.

Розглянемо окремі стадії, пов'язані з деформацією пружної Б-образної стійки лапи культиватора в процесі вібраційного розпушування, що відповідає наведеній на (рис. 2.1) схемі ступінчастої двостадійної зміни опору

переміщенню робочого органу у ґрунті. Аналогом такої схеми є так зване розривне «сухе тертя», яке на кожній стадії не залежить від швидкості відносного ковзання [13, 16, 17, 22].

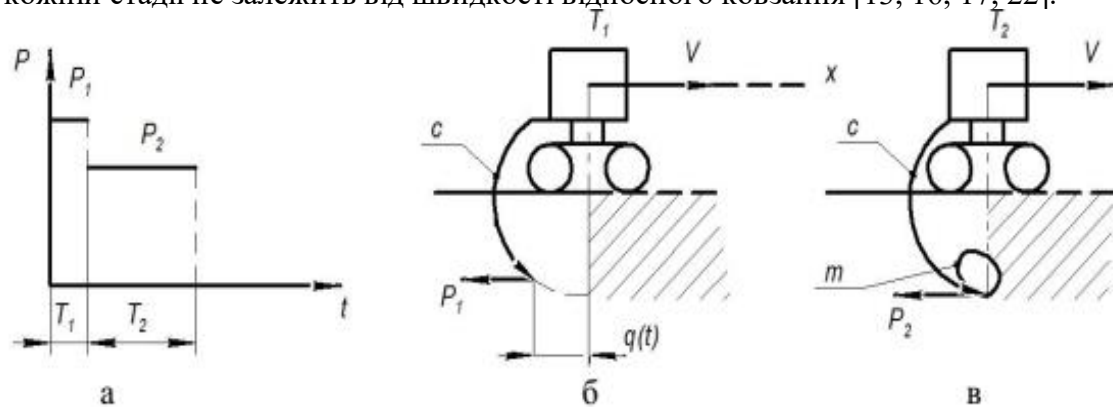


Рисунок 1. Схема двостадійного процесу автоколивань під час розпушування ґрунту

На (рис. 1,а) позначено: P_1 -сила опору переміщенню робочого органу до початку руйнування (розпушування) ґрунту. P_2 - сила опору переміщенню рихлячого органу під час розпушування. При цьому завжди $P_1 > P_2$. Таким чином, перша стадія накопичення енергії тривалістю T_1 відповідає відсутності абсолютного переміщення (нерухомості) робочого органу у ґрунті (рис. 1, б). Друга, так звана стадія осциляції тривалістю T_2 відповідає руху робочого органу під час розпушування, яке викликає сили опору P_2 (рис. 1, в)

Вважаємо, що переносний рух місця закріплення пружного елемента на рамі агрегату відбувається з постійною швидкістю V у напрямку x (рис. 1, б). Відносний рух місця закріплення робочого органу на пружному елементі визначається координатою $q(t)$, яка одночасно є залежною від часу t пружною деформацією елемента.

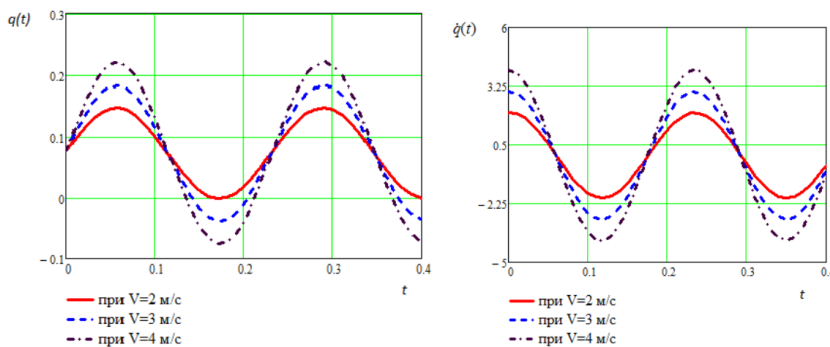


Рисунок 2. Динамічна деформація та швидкість деформації стояка лапи в залежності від швидкості руху агрегату

З розгляду результатів, наведених на (рис. 2), можливо зробити висновок про суттєвий вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на амплітуду динамічних деформацій пружного елемента підвіски. Це означає, що якщо конструкція підвіски не має обмежуючих деформацію пристроїв, то збільшення швидкості руху V може призводити до раптової втрати працездатності пружного елемента, яка буде обумовлена перевантаженням.

1. І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін. Проектування сільськогосподарських машин. Навчальний посібник для виконання курсових проектів з розробки сільськогосподарської техніки при підготовці фахівців напряму 6.100202 „Процеси, машини та обладнання агропромислового аиробництва”. І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін. / За редакцією І.М. Бендери, А.В. Рудя, Я.В. Козія. – Кам’янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. – 640 с.