

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допускається до захисту
Завідувач кафедри

_____ Андрій ВОЙТІК
“ ” _____ 2024

ДИПЛОМНА РОБОТА
_____ магістр
(освітній ступінь)

на тему: «ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО СОШНИКА СІВАЛКИ»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім,
спеціальність 208 «Агроінженерія»

_____ Андрій ІЩУК

Керівник: _____ Олександр ПУШКА

м. Умань – 2024

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Освітній рівень _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Андрій ВОЙТІК
“ _____ ” _____ 2024

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Іщенко Анатолію Григоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів
дискового сошника сівалки

керівник роботи Пушка Олександр Сергійович, канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«_____» _____ 20__ року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____.

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі рослинництва та існуючих
дискових робочих органів сівалки. Патентний пошук, аналіз літературних джерел,
останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.
Стан і напрями досліджень. 2. Теоретичне обґрунтування конструктивних параметрів
дискового сошника. 3. Методика експериментальних досліджень. 4. Результати
експериментальних досліджень. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6.
Економічна ефективність. Висновки. Посилання. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Аналіз конструкцій технічних
засобів (1 аркуша, А4). 3. Аналітичні дослідження (1 аркушів, А4). 4
Експериментальні дослідження (4 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш,
А4). 6. Висновки (1 аркуша, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., к.с.-г.н., доцент		
Економічне обґрунтування	Пушка О.С., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання:

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	19.05.2024	Виконав
2	Теоретичний	23.06.2024	Виконав
3	Експериментальний	15.09.2024	Виконав
4	Охорона праці	06.10.2024	Виконав
5	Економічний	03.11.2024	Виконав
6	Демонстраційна частина	12.11.2024	Виконав

Студент

(підпис)

Іщук А. Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Пушка О.С.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Реферат.....	6
Вступ	7
1. СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1 Агротехнічні вимоги до сівби просапних культур	8
1.2 Аналіз конструкцій технічних засобів для сівби просапних культур	9
1.3 Аналіз останніх наукових публікацій	12
1.4 Висновки з розділу	19
1.5 Мета і завдання досліджень	20
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО СОШНИКА	21
2.1 Постановка задачі	21
2.2 Математичний апарат перетворення систем координат	25
2.3 Математичний апарат перетворення сил	25
2.4 Розрахунок сил	29
2.5 Висновки з розділу	32
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	33
3.1 Постановка задачі	33
3.2 Фактори досліджень	33
3.3 Налаштування експериментальних досліджень одного диска	34
3.4 Експериментальний зразок секції сівалки	36
3.5 Підготовка ґрунту до дослідів	40
3.6 Вимірювання параметрів ґрунту	43
3.7 Фактори досліджень одного диска і секції сівалки	44
3.8 Висновки з розділу	45
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	46
4.1. Перевірка налаштувань	46

4.2	Результати досліджень диску та обговорення	47
4.3	Порівняння з повторним тестуванням	56
4.4	Результати досліджень сівалки та обговорення	59
4.5	Сила різання	62
4.6	Висновки з розділу.....	64
5.	ОХОРОНА ПРАЦІ.....	65
6.	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	68
	ВИСНОВКИ	73
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	75

РЕФЕРАТ

Іщук А.Ю. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискового сошника сівалки. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». УНУС, Умань, 2024.

У вступі міститься обґрунтування актуальності теми дипломної роботи, відображено її мета та задачі, наведено методи досліджень. Проведено аналіз конструкцій технічних засобів для сівби просапних культур. У другому розділі проведено аналітичне обґрунтування конструктивно-режимних параметрів сошника сівалки. Представлено методику досліджень сошника сівалки. Проведено результати досліджень щодо визначення тягової сили сошника сівалки. Представлені результати досліджень щодо визначення сили різання сошника сівалки. Наведені основні положення охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях при обслуговуванні сівалок. Проведена техніко-економічна оцінка розробки. Сформовані висновки і наведено перелік використаної літератури.

Ключові слова: сівалка, сошник, конструкція, параметри, кут атаки, кут нахилу, ефективність

ВСТУП

Для досягнення високих врожаїв просапних культур, нарівні з підготовкою ґрунту та доглядом за посівами, важливо забезпечити розподіл насіння відповідно до вимог агротехніки. Це допомагає рослинам отримувати необхідну кількість світла, вологи, тепла та поживних речовин.

Забезпечення якісного висіву є складним завданням, оскільки насіння, навіть одного виду культури, може відрізнятися за формою та розмірами, що впливає на рівномірність їх розподілу за глибиною та довжиною рядка, а також на відхилення від ідеального розташування. Нерівномірний розподіл насіння може вимагати збільшення кількості насіння для забезпечення належної густини сходів і призводити до збільшення витрат насіння. Якщо точність розподілу насіння по площі та дотримання заданої норми висіву в основному залежать від конструкції висівного апарату та швидкості руху сівалки в полі, то стійкість глибини закладення насіння в значній мірі залежить від якості роботи сошникової системи сівалки.

Під час роботи посівного агрегату, зміни опору ґрунту та нерівності поверхні поля спричиняють коливання сошника в поздовжньо-вертикальній площині, що може викликати нестабільний рух сошника на встановленій глибині. Зі збільшенням швидкості руху посівного агрегату, амплітуда цих коливань у поздовжньо-вертикальній площині збільшується, що призводить до нерівномірності глибини закладення насіння. Наразі існуючі конструкції сошникових систем сівалок не забезпечують достатньої точності розподілу насіння просапних культур в ґрунті.

Отже, важливим завданням є обґрунтування оптимальної конструкції та параметрів роботи сошникової системи для сівби просапних культур. Це є актуальною проблемою в аграрному секторі.

1. СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Агротехнічні вимоги до сівби просапних культур

Машини для сівби просапних культур повинні відповідати вимогам, щоб забезпечити розподіл та заробку насіння відповідно до потреб рослин у світлі, теплі, волозі та поживних речовинах. Ці вимоги визначаються на основі картограм урожайності, вологості, поживних речовин та способу сівби.

Вибір конкретного способу сівби залежить від технології, яка забезпечує найвищий урожай. Головною метою є створення оптимальних умов для росту кожної рослини. Ці умови, включаючи площу живлення, визначаються розподілом насіння вздовж рядка, що є ключовою вимогою для сівби просапних культур. До загальних вимог також входить точне дотримання норми висіву насіння та добрив на певній ділянці поля, рівномірність розміщення рядків, ширина міжрядь і інші параметри.

У гніздовій та квадратно гніздовій сівбі не менше ніж у 80% гнізд повинно бути задана кількість насіння. Гнізда розміщуються в вершинах квадратів або прямокутників, з обмеженими відхиленнями від осей рядків.

При пунктирній сівбі різними типами сівалок враховуються агротехнічні вимоги щодо ширини міжрядь, і допускається відхилення розміщення міжрядь від номінальних значень.

Забезпечення оптимальних умов для росту рослин включає правильне загортання насіння у ґрунт, щоб забезпечити йому необхідну кількість повітря, тепла і вологи. Неправильне загортання може призвести до послаблення сходів і рідкості.

Для отримання високих врожаїв також важливо відповідати вимогам щодо висіву мінеральних добрив разом з насінням та вирівнювання поля після сівби. Поле повинно бути вирівняним, гребені після сівби не повинні бути вище 2 см, а рядки повинні бути прямолінійними.

Сівалки повинні відповідати технічним вимогам, включаючи швидкість роботи та якість сівби. Сівалки для просапних культур мають мати робочі швидкості до 2,8 м/с для ефективної сівби в короткі терміни.

Усі ці вимоги спрямовані на забезпечення якісної та ефективної сівби просапних культур.

1.2. Аналіз конструкцій технічних засобів для сівби просапних культур

Однією з основних вимог при сівбі просапних культур, як було вказано раніше, є забезпечення кожній окремій рослині необхідної площі для живлення. Цю умову можна виконати, розміщуючи насіння вздовж рядка, що також сприяє кращому догляду за посівами під час зростання культури. Ще однією важливою вимогою є рівномірне залягання насіння в ґрунті на однакову глибину і точний висів добрив. Ці та інші агротехнічні вимоги в основному визначають конструкцію сівалок як в українському, так і в зарубіжному виробництві.

Як приклад можна розглянути секцію для сівби просапних культур Pro-Series XR від John Deere (рис. 1.1), яка представляє сучасний напрямок розвитку засобів для сівби цих культур.



Рисунок 1.1 – Висівна секція сівалки John Deere Pro-Series XR

Дискові сошники стали досить популярними через їхню меншу вимогливість до якості обробки ґрунту та кращу працездатність на вологих та залеглих ґрунтах. Використання дисків дозволяє наблизити міжосьову відстань центрів обертання опорних коліс до центрів обертання дисків, що позитивно впливає на глибину проникнення насіння в ґрунт. Для забезпечення належного навантаження на секції, "класичні" пружини з регулюванням притискного зусилля замінюють пневмо- або гідроциліндрами. Для закривання борозен, як правило, використовуються катки, які додатково стискають ґрунт навколо насіння і так далі.

Більшість сучасних сівалок оснащені системами контролю та сигналізації роботи, але це не завжди гарантує високу якість сівби.

Багато науковців і виробників сільськогосподарської техніки присвятили свої дослідження покращенню якості загортання насіння при сівбі [7].

Наприклад, компанія GASPARDO розробила метод забезпечення рівномірності глибини проникнення сошника в ґрунт, встановлюючи обмежувальні реборди на місці висівання насіння (рис. 1.2). Це дозволяє забезпечити рівномірну обробку поля навіть на нерівних поверхнях. Різний діаметр обмежувачів визначає глибину проникнення насіння. Обмежувачі можуть бути виготовлені з чавуну для збільшення тиску або з листової сталі для зменшення тиску на ґрунт [8].



Рисунок 1.2 – Сошник сівалки GASPARDO Gigante

Компанія VADERSTAD використовує систему копіювання, відому як "Крокуючий" тандем, на своїй сівалці Tempo (рис. 1.3). При зіткненні одного опорного колеса з каменем, інше колесо автоматично опускається вдвічі, щоб зменшити підняття секції. Опорне колесо і висівний диск також мають регульовані очищаючі диски [9].



Рисунок 1.3 – Сошник сівалки VADERSTAD 26 Tempo

Ці заходи спрямовані на поліпшення якості утворення борозенки, але не завжди повністю задовольняють сучасні вимоги. Механізм з обмежувальними ребордами від GASPARDО вимагає значного затрат часу на регулювання глибини проникнення насіння за допомогою обмежувальних реборд. "Крокуючий" тандем від VADERSTAD при зіткненні з перешкодою формує насіннєве ложе глибиною, в два рази менше висоти перешкоди, що може призвести до нерівномірного висходження рослин.

Після аналізу сучасних конструкцій сівалок, як вітчизняних, так і іноземних виробників, можна визначити, що ці машини надають зручні умови для роботи механізаторів. Вони також відповідають сучасним вимогам щодо збереження родючості ґрунту та збереження екологічної стійкості навколишнього середовища. Важливими перевагами є можливість контролювати стабільність роботи висівних

апаратів, висівану площу, швидкість руху агрегату і отримувати додаткову інформацію щодо стану сівби.

Сучасні технології сівби просапних культур включають в себе ретельну підготовку ґрунту перед сівбою, використання насіння з високими кондиційними характеристиками, внесення підвищених доз добрив, застосування ефективних гербіцидів і виконання вимог місцевої сівби. Висівається елітне насіння з великою кількістю стартових поживних речовин, що сприяє проростанню з більших і більш вологих глибин. Однак звіти техніко-технологічних випробувань сучасних сівалок свідчать, що якість проникнення насіння в ґрунт залишає бажати кращого.

Для ефективної сівби просапних культур важливо досягти такого рівня проникнення насіння в ґрунт, який забезпечує оптимальні значення тепла, вологи, поживних речовин, аерації та належну площу для росту і розвитку рослин. Низька якість проникнення насіння в ґрунт може призвести до появи розріджених і слабких сходів. Тому насіння повинно бути вкладене вологий шар ґрунту на певну глибину, оточене ущільненим ядром і зверху має утворювати дрібнозернисту структуру. При цьому 90 % насіння повинно залишитися на заданій глибині, незалежно від нерівностей поверхні поля. Ці вимоги обов'язкові як при звичайних технологіях сівби, так і при використанні точного землеробства.

На підставі аналізу сучасних конструкцій систем для заробки насіння в посівних машинах для сівби просапних культур та з урахуванням їхнього впливу на технологічний процес, була сформульована гіпотеза, що впровадження двофазного методу заробки насіння може покращити якість сівби просапних культур у рамках точного землеробства.

1.3. Аналіз останніх наукових публікацій

Багато дослідників опублікували публікації про розробку сівалок і сівалок. У роботі [1] було проведено польовий експеримент для вимірювання та порівняння тяги та енерговитрат для ґрунтообробних знарядь на глинистому суглинному ґрунті. Це дослідження показало, що диск є найбільш енергоефективним

грунтообробним знаряддям. Велика різниця в енергетичних даних, отриманих у цьому дослідженні, показала, що суттєва економія енергії може бути реалізована шляхом вибору енергоефективних систем обробітку ґрунту.

Стаття [2] пояснила взаємодію ґрунт-знаряддя за допомогою нелінійної тривимірної моделі кінцевих елементів. У цій статті метод кінцевих елементів використовувався для аналізу сили ґрунту та зміщення, які залежать від властивостей ґрунту, геометрії знаряддя та швидкості різання. Подібний метод кінцевих елементів можна використовувати для оцінки диска та порівняння з експериментальним значенням. Однак цей метод моделювання кінцевими елементами є дуже складним і його може бути важко перевірити.

Інша стаття [3] з Університету штату Огайо пояснює вплив на ґрунт як глини, так і супіску, спричинений дисковим плугом. Він робить висновок, що сили можна передбачити, використовуючи як кут нахилу, так і швидкість оранки. Сили ґрунту, включаючи тягу, вертикальні та бічні сили, порівнювали за допомогою різних швидкостей оранки в поєднанні з різними кутами нахилу. Інформація, що міститься в цій статті, може бути використана для порівняння з деякими експериментальними даними, отриманими під час дослідження цієї дисертації.

В іншій статті [4] пояснюється, як було виконано розрахунок сил із використанням комбінації кутів диска та нахилу. Існує три різні види сил: осільні, вертикальні та бічні. Деякі частини експериментальних даних цієї дисертації можна порівняти з цією роботою.

Однак дані випробувань у цьому документі дуже обмежені, оскільки порівнювалися лише сили ґрунту (тяга, вертикальні та бічні сили) з 2 різними швидкостями оранки в поєднанні з 3 різними кутами нахилу.

У статті [5] надано рівняння, як оцінити силу тяги. Силу тяги можна моделювати за допомогою функції, яка включає властивості ґрунту, робочу глибину, геометрію знаряддя, швидкість і ширину знаряддя. Це найважливіші параметри, які слід враховувати, щоб оцінити ефективність споживання енергії під час використання знаряддя для обробки ґрунту. Властивості ґрунту можна визначити за вологістю ґрунту, насипною щільністю, індексом конусності,

механічним складом ґрунту та міцністю ґрунту. Такий метод також можна враховувати при оцінці експериментальних даних дослідження в даній дипломній роботі. Точність моделі залежить від якості експериментальних даних, тому важлива перевірка вхідних даних.

У статті [6] розроблено методологію прогнозування вимог до тяги комбінованих ґрунтообробних знарядь у будь-яких ґрунтах та умовах експлуатації. Були проведені лабораторні досліди для вимірювання вимог до тяги ґрунтообробних знарядь. Встановлено, що тягове зусилля всіх ґрунтообробних знарядь збільшується зі збільшенням ущільнення ґрунту, глибини та швидкості роботи. Подібне передбачення можна використати з експериментальними даними з цієї дисертації.

Стаття [7] проілюструвала застосування цих моделей за допомогою детального опрацьованого прикладу, який встановлює систематичну процедуру розрахунку для оцінки реакції ґрунту, спричиненої ґрунтом Мора-Кулона на увігнутому сферичному сільськогосподарському диску заданої кривизни та розміру. Ці дослідження проводилися в ретельно контрольованих лабораторних умовах з дисковими робочими суглинками.

В [8] провели польові випробування з метою визначення впливу швидкості та глибини на осадці ґрунтообробних знарядь у супіщаних ґрунтах. Значне збільшення тяги спостерігалось для всіх ґрунтообробних знарядь зі збільшенням швидкості руху та глибини обробітку ґрунту.

У роботі [9] досліджено вплив швидкості та глибини на тягу багатьох ґрунтообробних знарядь. Було встановлено, що тяга є лінійною функцією швидкості для дискового плуга та прямо пропорційна глибині для всіх знарядь. Цей результат можна порівняти з деякими експериментальними даними в дослідженні цієї дисертації.

У роботі [10] досліджено вплив параметрів ґрунту, пов'язаних із вмістом вологи та конусним індексом, на силу тяги та порушення ґрунту модельними ґрунтообробними знаряддями. Сила тяги зростала квадратично зі швидкістю

зменшення з вмістом води; сила тяги зростала квадратично зі збільшенням індексу конуса.

У роботі [11] розроблено емпіричні рівняння, що дозволяють прогнозувати тягу ґрунтообробних знарядь у різних ґрунтових умовах. Прогнозне рівняння для ґрунтообробних знарядь було розроблено з використанням концепції розрахункових вимог до еталонного ґрунтообробного знаряддя в еталонному стані ґрунту та масштабних коефіцієнтів, пов'язаних із властивостями ґрунту та шириною знаряддя.

У статті [12] досліджено співвідношення сил на великих дисках борони, які показали, що оптимальна конструкція борони та умови роботи залежать від геометрії леза диска. Збільшення осадки, викликане збільшенням швидкості руху, було лінійним. Подібні експериментальні результати слід спостерігати в цій дослідницькій роботі.

У роботі [13] визначено вплив різних параметрів ґрунту, знаряддя та роботи на глибину загортання дискової борони. Проводячи експерименти в полі, було встановлено лінійну залежність між глибиною та різними факторами, включаючи діаметр диска, кут борони, вагу борони на диск, швидкість роботи, індекс конуса ґрунту та прискорення сили тяжіння. знайдено.

У роботі [14] було проведено польовий експеримент для порівняння тяги та енерговитрат для різних знарядь основного обробітку ґрунту на глинистому ґрунті. Великий діапазон тяги знаряддя, споживання палива та ефективності трактора вказують на те, що суттєву економію енергії можна легко досягти, вибравши енергоефективні ґрунтообробні знаряддя.

У статті [15] розроблено математичну модель для прогнозування енергетичних потреб для комбінованого ефекту дискового плуга та роторного леза в глинистому ґрунті. Розроблені рівняння були перевірені експериментами, проведеними у внутрішньому ґрунтовому резервуарі. Подібний метод можна використовувати в цій дипломній роботі для прогнозування потреби в енергії.

У роботі [16] показано, що ширина та глибина вирізів дисків є змінними, які можна використовувати для впливу сил на диски. Збільшення тяги, пов'язане зі

збільшенням глибини різання, супроводжується збільшенням пошкодження ґрунту.

У статті [17] розроблено та встановлено приладову систему на виготовленому на замовлення ножиці для вимірювання впливу глибини посіву на тягу та вертикальну силу, що діє на подвійну дискову сівалку. Результати польових випробувань показали, що контроль глибини значно відрізнявся від теоретичних установок.

У роботі [18] за моделями спрогнозовано величину осадки та витрати палива. Дискова борона є найбільш енергоефективним знаряддям з точки зору витрати палива та енергозбереження.

В [19] досліджували напругу ґрунту навколо простого вертикального знаряддя для обробки ґрунту та тиск розподіл на поверхні знаряддя за допомогою обчислювальної гідродинаміки (CFD). Вища швидкість знаряддя супроводжується збільшенням напруги в ґрунті, а також збільшенням тиску на ґрунт.

У роботі [20] представлено нечітку модель як один із методів прогнозування фрагментації ґрунту для підготовки посівного ложа під час операції обробітку. Польові експерименти проводилися з такими вхідними даними, як вміст вологи в ґрунті, швидкість руху трактора та глибина відбору зразків ґрунту.

У статті [21] розроблено модель штучної нейронної мережі (ШМН) 5-9-1 для прогнозування вимог до тяги різних ґрунтообробних знарядь на піщано-глинистому ґрунті за різних робочих та ґрунтових умов. Вхідними параметрами мережі є ширина зрізу, глибина роботи, швидкість роботи, вологість ґрунту та насипна щільність ґрунту.

У статті [22] представлено швидкий метод розрахунку тягової сили, створюваної увігнутим дисковим знаряддям під час різання ґрунту Мора-Кулона. Еквівалентна напруга, отримана шляхом рівномірного розподілу сили тяги по поперечному перерізу борозни, розраховується з використанням набору безрозмірних факторів.

У статті [23] отримано функціональну залежність між мінімальним кутом диска, діаметром диска та глибиною. Маленький диск є кращим, щоб мати

мінімальну тягу та максимальну здатність до проникнення (мінімальна вертикальна реакція). Цей висновок може бути використаний при перевірці експериментальних даних у цій дипломній роботі.

У статті [24] вивчалися тяги обробітку ґрунту та вимірювання палива для 12 серій ґрунту з використанням основних знарядь. Диск був найефективнішим знаряддям серед цих досліджень, яке було виміряно за допомогою трактора з приладами, розробленого для вимірювання швидкості руху, витрати палива та тяги агрегату. Це одна з причин використання дискового сошника в цій дипломній роботі.

У роботі [25] спрогнозовано рекомендовану потужність двигуна та витрату палива для системи тракторно-дискові борони, дійсні для непорушеного суглинкового ґрунту. Вимірювання тяги можна використовувати для оцінки споживання палива, демонстрації правильного налаштування трактора та агрегату та вибору системи вирощування сільськогосподарських культур.

У статті [26] розроблено датчик механічного опору ґрунту з дисковим сошником великого діаметру для визначення зон різної міцності ґрунту на сільськогосподарському полі. У цьому дослідженні було розроблено та оцінено дисковий сошник, здатний вимірювати та реєструвати геоприв'язану глибину роботи.

У статті [27] пояснюється, що вертикальна сила та сила тяги збільшуються зі збільшенням глибини проникнення та розміру сошника. У статті зроблено висновок, що розміщення насіння під пожнивними рештками є основною проблемою, пов'язаною з нульовим і мінімальним обробітком ґрунту.

У статті [28] проводилися експерименти з дисковим плугом на двох різних типах ґрунту як функція кута диска, кута нахилу, швидкості вперед і глибини оранки з точки зору фізичних властивостей ґрунту та тягової сили. Тим не менш, умови для тестування оптимальної області (кут атаки між 45 до 50) у цій статті не відповідають умовам у цій дипломній роботі (кут атаки між 0 до 28).

У статті [29] показано вплив компонентів відвального плуга та налаштувань на його продуктивність при використанні на глинистому ґрунті. Ефекти

аналізували як за допомогою моделювання, так і за допомогою експериментальних результатів. Через складність моделювання поточні формулювання кінцевих елементів не можуть передбачити таку поведінку. Необхідні польові експерименти, але вони можуть не дозволити чітко визначити зміну окремої частини через ефекти компаундування.

В [30] пояснили, як виконується розрахунок сил за допомогою поєднання диска та кута нахилу. Існує три різні ключові сили: тяга, вертикальна та бічна сила. Висновки, зроблені в документі, включали збільшення глибини роботи в результаті збільшення тяги та вертикальної сили та зменшення бокової сили.

У статті [31] пояснюється, що оскільки операції з обробки ґрунту не потрібні, виробникам, які працюють без обробки, не потрібно купувати знаряддя для обробки ґрунту. Агротехніка No-till може зменшити ерозію ґрунту, зберегти вологість ґрунту та мінімізувати споживання праці та палива, однак результат No-Till спричинить проблеми з посівом.

Стаття [32] стосувалася механіки сільськогосподарського ґрунту, оскільки просте ґрунтообробне знаряддя просувалося через нього. У документі отримано розуміння процесу руйнування ґрунту і таким чином знайдено аналітичне рішення, яке б передбачило основний аспект плоского знаряддя, що рухається крізь ґрунт, але формула застосована лише для леза.

У роботі [33] розроблено теоретичний інструмент обробки ґрунту. Надано силу тяги та геометрію руйнування ґрунту вузьких ріжучих дисків. Таким чином можна теоретично випробувати багато варіантів конструкції знаряддя, щоб знайти конфігурацію, яка найкраще підходить для конкретного застосування.

У статті [34] розроблено узагальнену математичну модель для перевірки її достовірності для прогнозування продуктивності знарядь для обробки ґрунту. Математична модель для прогнозування поведінки вузького ґрунтообробного знаряддя в ґрунті базувалася на аналізі граничної рівноваги, однак вона може не дати точного результату, якщо ґрунтообробне знаряддя має форму диска.

Стаття [35] передбачила силу тяги простого знаряддя в безкогезійному гранульованому матеріалі. Це дослідження дозволило правильно передбачити тягу

та дозволило розширити модель до більш складних геометрич знаряддя, таких як диск.

Стаття [36] надає розуміння взаємозв'язку між зусиллями знаряддя та швидкістю, що є важливим у розвитку стратегій управління для оптимальної продуктивності. Експериментальне спостереження за лезом показало, що сила знаряддя була функцією швидкості та квадрата швидкості. Для ситуації з диском може існувати подібний зв'язок.

У роботі [37] наведено ефект комбоплуга (дисковий плуг у поєднанні з роторними ножами), який використовується для підготовки ґрунту до посіву. У цьому документі пояснюється, що текстуру ґрунту можна змінювати за допомогою різної швидкості обертання леза, яке використовується для підготовки ґрунту. З різною структурою ґрунту сили, що реагують на ґрунт, будуть різними.

У статті [38] використовувалася модель, яка була розроблена для прогнозування горизонтальної сили, що діє на відвальний плуг, на основі властивостей ґрунту Мора-Кулона та ефекту інерції. У цій статті, враховуючи параметри робочої ширини, глибини, швидкості руху для моделі, можна проаналізувати експериментальні результати щодо сили ґрунту, що може бути схоже на дослідження цієї дисертації.

У дисертації [39] проаналізовано взаємодію між елементами машини та ґрунтом. Він забезпечив процес розрахунку для оцінки реакцій ґрунту, визначив межі порушення ґрунту та оцінив деформацію, накладену на ґрунт.

Більшість робіт, наведених у цьому огляді літератури, стосувалися моделювання механіки взаємодії диска з ґрунтом із формою диска, як у цьому дослідженні. Деякі роботи можуть не бути тісно пов'язаними з цією тезою. Однак для повноти вони перераховані [39].

1.4 Висновки з розділу

Наведені основні агротехнічні вимоги до сівби просапних культур. Проведено аналіз конструкцій технічних засобів для сівби просапних культур і

встановлені основні переваги і недоліки дискових сошників. Проведено аналіз літературних джерел щодо оцінки роботи сошника сівалки. Більшість робіт, наведених у цьому огляді літератури, стосувалися моделювання механіки взаємодії диска з ґрунтом із формою диска, як у цьому дослідженні. Встановлено що тяговий опір можна зменшити за рахунок зміни кутів атаки і нахилу дискового сошника.

1.5. Мета і задачі досліджень

Метою даного дослідження є підвищення якості процесу висіву культурних рослин у в сучасних методах землеробства. Це досягається шляхом обґрунтування раціональних параметрів сошника секції сівалки.

Для досягнення поставленої мети вирішувались такі завдання:

- провести аналіз існуючих способів і засобів реалізації сівби культурних рослин сошниковими сівалками та обґрунтувати концепцію вдосконалення процесу і засобу його реалізації;
- провести теоретичний аналіз процесу взаємодії сошника з ґрунтовим середовищем, як єдиної динамічної системи;
- провести лабораторно-експериментальні дослідження функціонування сошника сівалки;
- оцінити економічну ефективність впровадження результатів досліджень у виробництво.

2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО СОШНИКА

2.1. Постановка задачі

Основна мета полягає в тому, щоб визначити взаємодію диск-ґрунт-сошник з точки зору геометрії системи. Представлена тут модель відокремлює сили ґрунту, що діє на диск (взаємодія ґрунт-диск), від сили, створюваної сівалкою, що переміщує диск (взаємодія диск-сівалка).

Першим кроком цього підходу є визначення систем координат.

На рис. 2.1 показано орієнтацію диска в глобальній системі координат XYZ (сівалка рухається в Z-напрямку). Ця орієнтація визначається кутом диска α , кутом нахилу β та глибиною d . Сили дії сівалки – це сили, створювані сівалкою для переміщення диска вперед (рис. 2.2), і визначаються силою тяги, F_z вертикальною силою, F_y і боковою силою, F_x . Моменти, необхідні для підтримки конфігурації диска, позначені як M_x , M_y , і M_z .

Сили ґрунту – це сили, що представляють опір ґрунту, і їх важко виміряти експериментально. Вони ідентифікуються нормальною силою, N силою тертя F_t , силою різання F_c (рис. 2.2–2.3). Крім того, кути, δ , сили різання та кут, γ , від центру диска до точки різання визначають напрямок і частину застосування F_c . Припускається, що ґрунт штовхається вперед і вбік нормаллю до диска і тангенціальною складовою результуючих сил, тоді як сила різання ґрунту є результуючою сил, прикладених на краю в площині диска. На постійній глибині очікується, що конфігурація диска впливатиме лише на точку прикладання F_c , але не на його величину.

Сили ґрунту в основному залежать від внутрішнього тертя ґрунту, когезії та тертя диска з ґрунтом. Вони також залежали від об'єму ґрунту, який просувається вперед і вбік, що пов'язано з геометрією борозни. Сили ґрунту будуть визначені з експериментально виміряних сил сівалки для кожного конкретного розміру/конфігурації (тобто α , β).

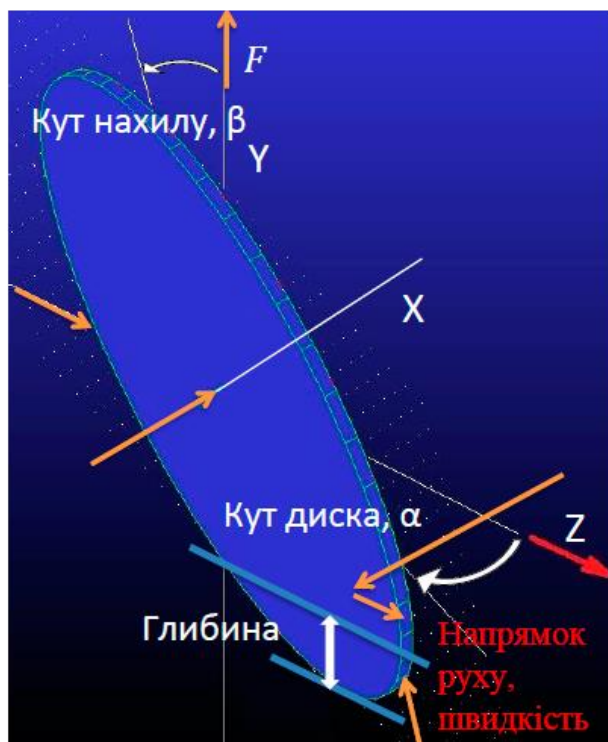


Рисунок 2.1 – Орієнтація диска

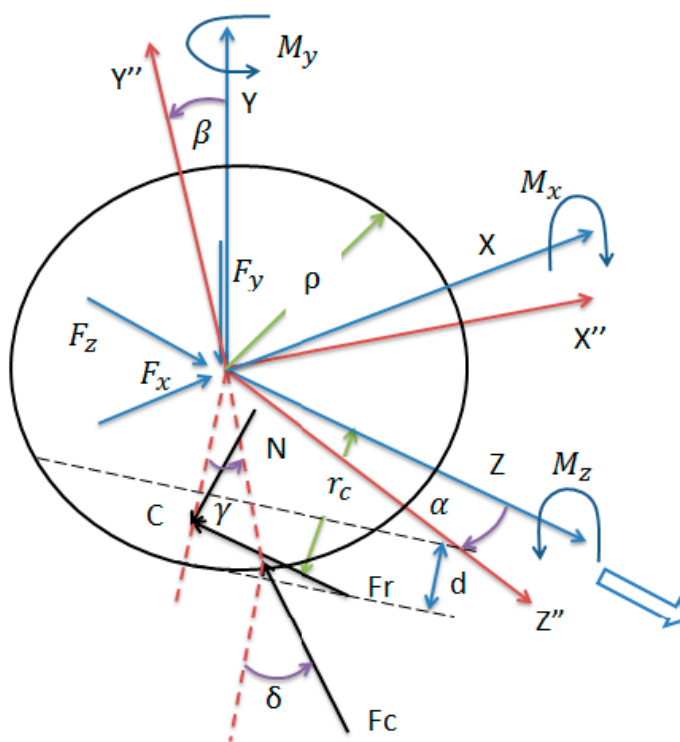


Рисунок 2.2 – Параметри диска

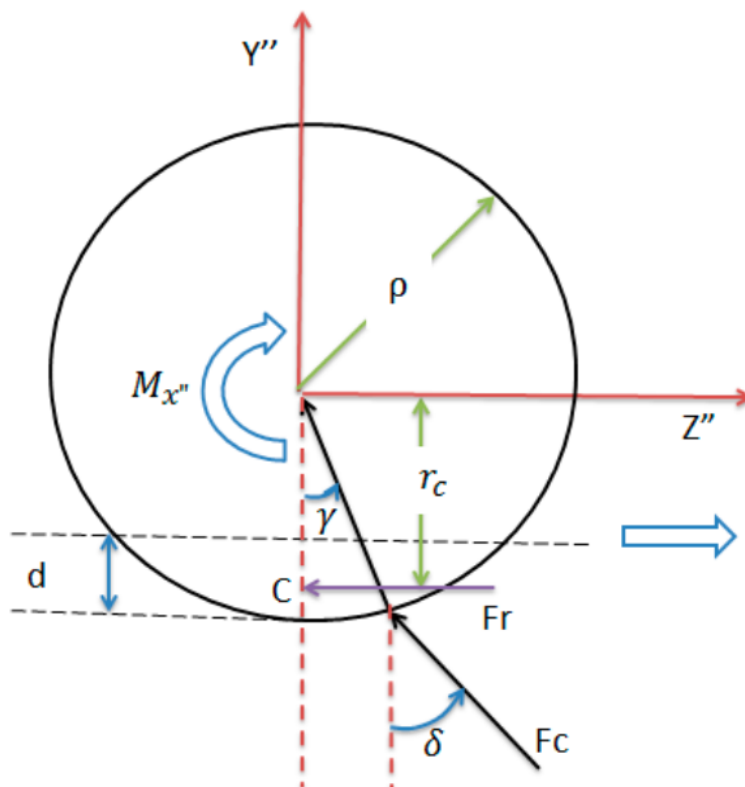


Рисунок 2.3 – Параметри диска в площині Y'' - Z''

2.2. Математичний апарат перетворення систем координат

Перехід від глобальної системи координат до локальної системи координат було розроблено, щоб зрозуміти взаємозв'язок між силами сівалки та силами ґрунту.

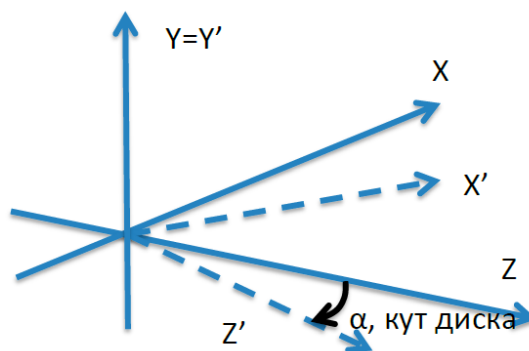


Рисунок 2.4 – Перетворення кута диска

Спочатку вісь Y глобальної системи координат, показаної на рис. 2.1, повертається на кут атаки, α . Координати X , Y , Z можна перенести в X' , Y' , Z' наступним чином (у формулі використовуються такі X , Y , Z):

$$\begin{aligned} X' &= X \cos \alpha + Z \sin \alpha \\ Z' &= -X \sin \alpha + Z \cos \alpha \\ Y' &= Y \end{aligned} \quad (2.1)$$

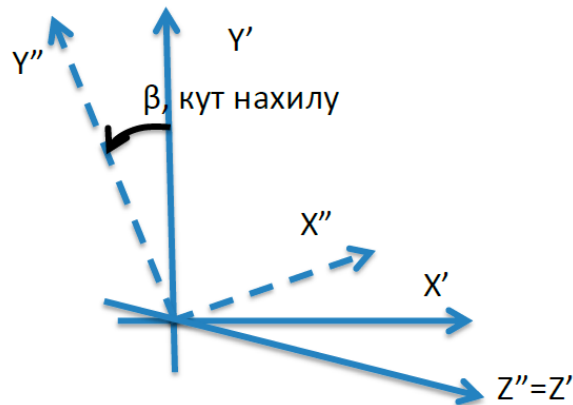


Рисунок 2.5 – Перетворення кута нахилу

Потім Z' вісь повертається на кут нахилу, β , з координатами X' , Y' , Z' перенесеними в X'' , Y'' , Z'' наступним чином:

$$\begin{aligned} X'' &= X' \cos \beta + Y' \sin \beta \\ Y'' &= -X' \sin \beta + Y' \cos \beta \\ Z'' &= Z' \end{aligned} \quad (2.2)$$

Координати X'' , Y'' , Z'' прикріплені до диска, тому вони узгоджуються з місцевою системою координат. Тоді, комбінуючи рівняння (2.1) і рівняння (2.2), глобальну систему координат можна перевести в локальну систему координат як

$$\begin{aligned} X'' &= (X \cos \alpha + Z \sin \alpha) \cos \beta + Y \sin \beta \\ Y'' &= -(X \cos \alpha + Z \sin \alpha) \sin \beta + Y \cos \beta \\ Z'' &= -X \sin \alpha + Z \cos \alpha \end{aligned} \quad (2.3)$$

або у матричній формі

$$\begin{bmatrix} X'' \\ Y'' \\ Z'' \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

де

$$T = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix}$$

2.3. Математичний апарат перетворення сил

Формула перетворення (2.4) застосовна до будь-якого вектору і може бути використана для перетворення компонентів векторів сили і моменту. Перетворення складової сили виглядає наступним чином:

$$\begin{bmatrix} F_{x''} \\ F_{y''} \\ F_{z''} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Як визначено раніше, сили сівалки в глобальній системі координат є F_x (бокова сила), F_y (вертикальна сила) і F_z (тягова сила). Тоді як сили $F_{x''}$, $F_{y''}$, $F_{z''}$ у локальній системі координат пов'язані з силами ґрунту N (результуючою нормальною силою, що діє на диск), F_r (результуючою силою тертя в площині на диск) і F_c (результуючою силою різання, прикладеною до краю диска).

З рис. 2.3 випливає, що:

$$\begin{aligned} F_{x''} &= N \\ F_{y''} &= -F_c \cos\delta \\ F_{z''} &= F_r + F_c \sin\delta \end{aligned} \quad (2.6)$$

Сили місцевої системи координат можна перевірити, що для $\alpha = \beta = 0$ рівняння (2.5) виходить

$$\begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Силу тяги, F_z , вертикальну силу, F_y і бічні сили, F_x можна визначити з рівняння (2.5) як

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = T^{-1} \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Або з наступного рівняння

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & -\sin\alpha & -\sin\alpha\sin\delta + \cos\alpha\sin\beta\cos\delta \\ \sin\beta & 0 & -\cos\beta\cos\delta \\ \cos\beta\sin\alpha & \cos\alpha & \cos\alpha\sin\delta + \sin\alpha\sin\beta\cos\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} = A(\alpha, \beta, \delta) \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Для перевірки сил глобальної системи координат припустимо, що $\alpha = \beta = 0$, тоді рівняння (2.9) набуває вигляду

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\cos\delta \\ 0 & 1 & \sin\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

яке тотожне рівнянню (2.7).

Як згадувалося, для заданих α і β сили сівалки (F_x, F_y, F_z) можна виміряти, а потім можна розрахувати силу ґрунту (N, F_r, F_c). Рівняння (2.9) можна обернути, щоб отримати

$$\begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} = A(\alpha, \beta, \delta)^{-1} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(\cos\beta\cos\alpha)}{(-\cos\alpha\sin\beta\sin\delta - \cos\delta\sin\alpha)} & \frac{(\sin\beta)}{(\frac{\cos\beta\sin\delta}{\cos\delta})} & \frac{(\cos\beta\sin\alpha)}{(\frac{-\sin\alpha\sin\beta\sin\delta + \cos\alpha\cos\delta}{\cos\delta})} \\ \frac{(\cos\alpha\sin\beta)}{(\frac{\cos\delta}{\cos\delta})} & \frac{(-\cos\beta)}{(\frac{\cos\delta}{\cos\delta})} & \frac{(\sin\alpha\sin\beta)}{(\frac{\cos\delta}{\cos\delta})} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Зусилля ґрунту (N, F_r, F_c) будуть визначені з експериментально виміряних сил сівалки (F_x, F_y, F_z) для заданих наборів кутів диска, α і кута нахилу, β . Зверніть увагу, що кут δ у цьому рівнянні також невідомий. Це питання вирішується наступним чином.

Оскільки диску дозволено обертатися навколо X'' осі ($M_{X''} = 0$), співвідношення між силою тертя, F_r і силою різання, F_c є таким (рис. 2.2)

$$\sum M_{x''} = F_r r_c - F_c \rho \cos\delta \sin\gamma + F_c \rho \sin\delta \cos\gamma = 0 \quad (2.12)$$

Тоді з цього рівняння отримуємо

$$F_r = \frac{1}{r_c} F_c \rho \sin(\gamma - \delta) \quad (2.13)$$

Однак слід зауважити, що якщо диск вільно обертається, то сила тертя F_r близька до нуля. Це пояснюється тим, що миттєвий центр обертання обертового

диска, який рухається вперед, приблизно розташований у точці C , тому відносна швидкість ґрунту в точці C близька до нуля.

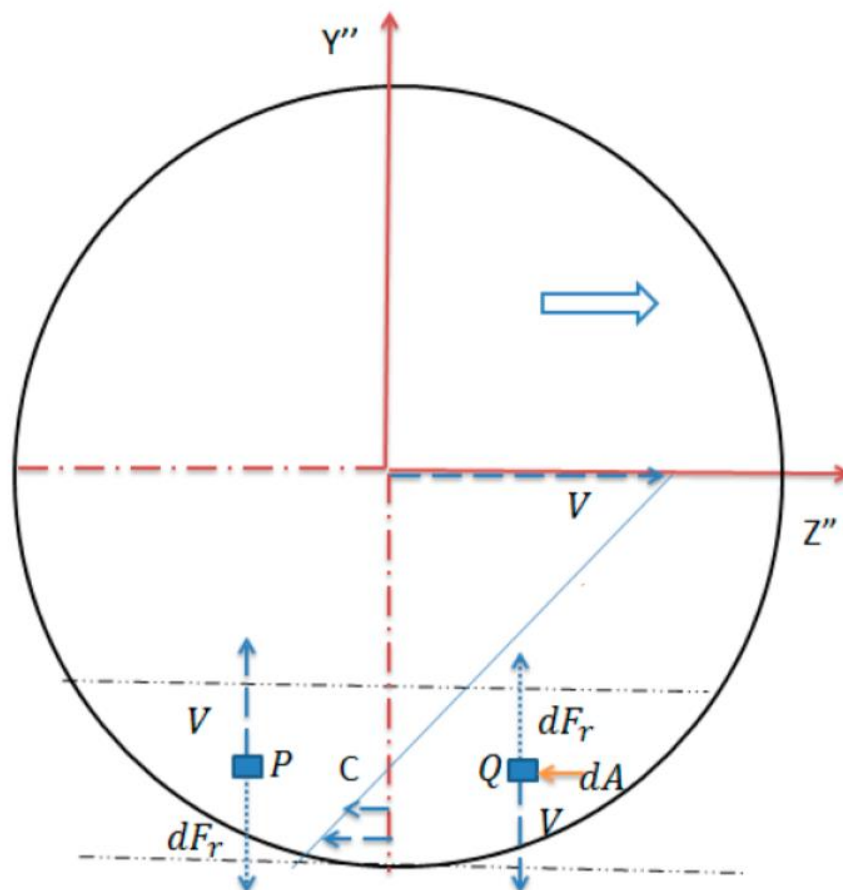


Рисунок 2.6 – Схема сили тертя

Очевидно, що навколо C будь-яка сила тертя dF_r (рис. 2.6), що діє на довільну ділянку dA диска, протидіє відносній швидкості V (диска відносно ґрунту). Наприклад, сили тертя, dF_r , для точок P і Q будуть діяти в протилежних напрямках і практично врівноважувати одна одну. Отже, результуюча сила тертя, пов'язана з нормальною силою, N , близька до нуля або, еквівалентно, відповідний коефіцієнт тертя, визначений як $\mu = F_r / N$ також близька до нуля. Зауважте, що коефіцієнт тертя, μ , не такий, як був би бути для культиватора, який рухається вперед і не обертається.

Оскільки $F_r = 0$, тоді можемо припустити, що $\gamma = \delta$ (рівняння (2.7)) і (рис. 2.7) рівняння (2.7) дає

$$\begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos \delta \\ F_c \sin \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

Або для $\alpha = \beta = 0$ (нагадаємо, що F_x, F_y, F_z можна виміряти)

$$F_x = N \quad (2.15)$$

$$F_y = -F_c \cos \delta \quad (2.16)$$

$$F_z = F_c \sin \delta \quad (2.17)$$

Рівняння (2.16) і (2.17) дають

$$\frac{F_z}{F_y} = \frac{\sin \delta}{-\cos \delta} = -\tan \delta \quad (2.18)$$

Отже, кут різання, δ , можна отримати з експерименту як

$$\delta = \tan^{-1} \left(-\frac{F_z}{F_y} \right) \quad (2.19)$$

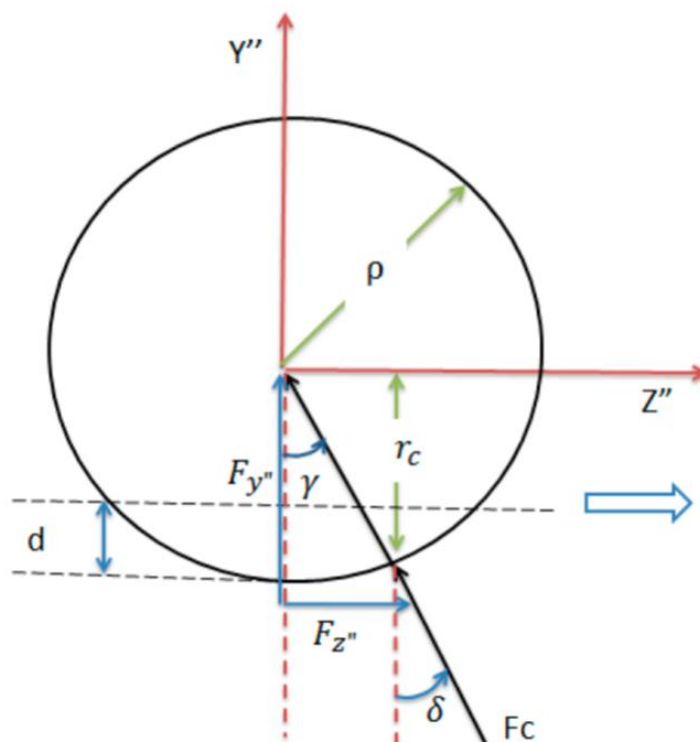


Рисунок 2.6 – Сила різання для $F_r = 0$

У випадку, де $\delta \neq \gamma$, то $F_r \neq 0$ і $\mu = F_r / N$ можна підставити в (2.9), та отримати

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta - \mu\sin\alpha & -\sin\alpha\sin\delta + \cos\alpha\sin\beta\cos\delta \\ \sin\beta & -\cos\beta\cos\delta \\ \cos\beta\sin\alpha + \mu\cos\alpha & \cos\alpha\sin\delta + \sin\alpha\sin\beta\cos\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_c \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$= B(\alpha, \beta, \delta, \mu) \begin{bmatrix} N \\ F_c \end{bmatrix}$$

Крім того, підстановка $F_r = \mu N$ в рівняння (2.9) дає

$$F_r = \frac{1}{r_c} F_c \rho \sin(\gamma - \delta) = \mu N \quad (2.21)$$

Тоді з рівняння (2.21) F_c можна визначити як

$$F_c = \frac{\mu r_c}{\rho \sin(\gamma - \delta)} N \quad (2.22)$$

Підставляючи рівняння (2.22) у рівняння (2.7), отримуємо

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta - \sin\alpha \left[\frac{\mu r_c \sin\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} + \mu \right] + \frac{\mu r_c \cos\alpha\sin\beta\cos\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \\ \sin\beta - \frac{\mu r_c \cos\beta\cos\delta}{\rho \sin(\gamma - \delta)} \\ \cos\beta\sin\alpha + \cos\alpha \left[\mu + \frac{\mu r_c \sin\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \right] + \frac{\mu r_c \sin\alpha\sin\beta\cos\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \end{bmatrix} N \quad (2.23)$$

$$= C(\alpha, \beta, \delta, \gamma, \mu, r_c, \rho) N$$

Вектор моменту можна трансформувати так само, як і вектор сили. А саме, використовуючи рівняння (2.4), моменти в глобальній і локальній системі координат зв'язуються рівнянням:

$$\begin{bmatrix} M_{x''} \\ M_{y''} \\ M_{z''} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Зверніть увагу, що $M_{x''} = 0$ для диска, що вільно обертається.

2.4. Розрахунок сил

Рівняння сили (2.5) перевіряється, припускаючи $\alpha = \beta = 0$ отримати

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\cos\delta \\ 0 & 1 & \sin\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Тоді три рівняння є

$$F_x = N \rightarrow N = F_x \quad (2.26)$$

$$F_y = -F_c \cos\delta \rightarrow F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} \quad (2.27)$$

$$F_z = F_r + F_c \sin\delta \rightarrow F_r = F_z - F_c \sin\delta \quad (2.28)$$

Експериментальні дані необхідні при використанні рівняння (2.19) для оцінки кута δ для різних глибин з різними швидкостями, наведені в табл. 2.1. Ці дані були отримані для $\alpha = \beta = 0$ і для різної глибини і різної ширини борозен. Вісім експериментальних випробувань наведено в таблиці нижче.

Таблиця 2.1 – Оцінка кута δ

№	Параметри	F_x	F_y	F_z	$\tan(\delta)$	δ	μ'
1	глибина = 50 мм,	122	-242	91	0,377	21	0,134
2	швидкість = 4,0 км/год	146	-253	109	0,430	23	0,0263
3	глибина = 75 мм,	199	-269	124	0,460	25	0,0196
4	швидкість = 4,0 км/год	166	-246	121	0,493	26	0,0706
5	глибина = 50 мм,	241	-325	137	0,420	23	0,0340
6	швидкість = 8,0 км/год	236	-318	143	0,449	24	0,0049
7	глибина = 75 мм,	218	-286	142	0,498	26	0,0698
8	швидкість = 8,0 км/год	196	-299	141	0,471	25	0,0390
	середнє δ	—	—	—	—	24	—

Вони δ зображені на рис. 2.8. З графіка можна зробити висновок, що δ не сильно змінюється, хоча збільшення швидкості та/або збільшення глибини трохи збільшить цей кут.

Середнє значення цих 8 різних слідів використовується в подальших розрахунках; це означає, що δ кут (24 °) вважається постійним для решти експериментальних даних. Наслідки цього припущення коротко обговорюються далі.

Наприклад, дослід надав експериментальні дані (глибина на 50 мм і швидкість на 8,0 км/год) в якому $\delta = 24^\circ$ (те саме, що середнє δ)

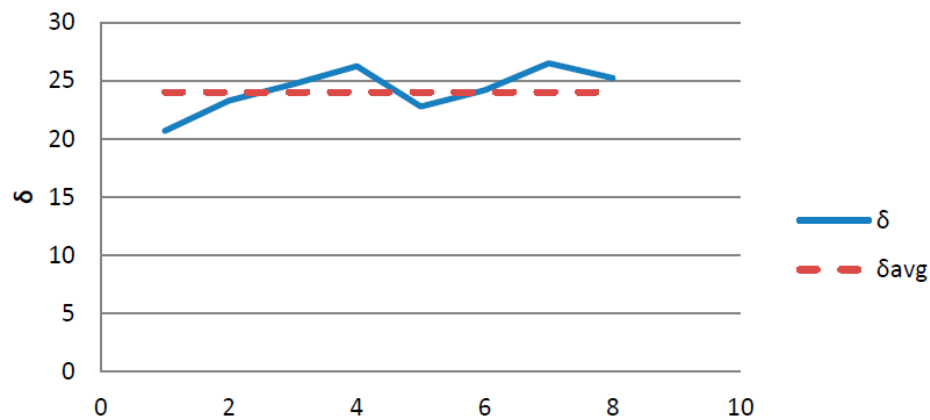


Рисунок 2.8 – Вимірювання δ (з таблиці 2.1)

$$N = F_x = 237N \quad (2.29)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-317.7)}{\cos 24} = 348N \quad (2.30)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 142.6 - 347.8 \sin 24 = 1.15N \quad (2.31)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|1.151|}{236.4} = 0.0049 \quad (2.32)$$

Однак, аналізуючи для $\delta = 24^\circ$, що використовується замість $\delta_1 = 21^\circ$ з експеримент, то

$$N = F_x = 122N \quad (2.33)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-242.2)}{\cos 24} = 265N \quad (2.34)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 91.40 - 265.1 \sin 24 = -16.4N \quad (2.35)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|-16.43|}{122.2} = 0.134 \quad (2.36)$$

Подібним чином, для випробування $\delta_1 = 23^\circ$ генеруються дані випробування

$$N = F_x = 146N \quad (2.37)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-253.4)}{\cos 24} = 277N \quad (2.38)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin \delta = 109.0 - 277.4 \sin 24 = -3.82N \quad (2.39)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|-3.821|}{145.5} = 0.0263 \quad (2.40)$$

Проте для випробування $\delta_1 = 26^\circ$ отримуємо

$$N = F_x = 166N \quad (2.41)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos \delta} = \frac{-(-246.3)}{\cos 24} = 270.N \quad (2.42)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin \delta = 121.4 - 269.6 \sin 24 = 11.7N \quad (2.43)$$

$$\mu' = \frac{F_r}{N} = \frac{11.74}{166.3} = 0.0706 \quad (2.44)$$

Так само розраховані коефіцієнти тертя μ' для інших випадків наведені в останньому стовпчику таблиці 2.1.

Слід зазначити, що $F_r > 0$ для $\delta_i > \delta_{avg}$ (сила тертя діє проти напрямку руху), а $F_r < 0$ для $\delta_i < \delta_{avg}$ (сила тертя діє в напрямку руху). Можна зробити висновок, що (рівняння (2.13)): для $\delta_i < \delta_{avg}$, слід припустити, що $\gamma < \delta_{avg}$, тоді як для $\delta_i > \delta_{avg}$ слід припустити, що $\gamma > \delta_{avg}$ для отримання $F_r = 0$ знову. Також зазначено, що μ' в табл. 2.1 можна вважати малим порівняно з тим, $\mu = 0,6$, що зазвичай використовується під час оранки з неротаційними знаряддями.

2.5 Висновки з розділу

1. В результаті аналітичних досліджень представлено кілька ключових кроків для побудови аналітичної моделі. Визначено глобальну систему координат. Для полегшення аналізу було розроблено локальне перетворення для системи координат диска. Розроблено рівняння для різальної та нормальної сил (2.20).

2. Причиною розробки аналітичної моделі є визначення сил у ґрунті без виконання комплексного аналізу із залученням механіки ґрунту. Сили ґрунту можна визначити за вимірними силами сівалки. Розроблено аналітичну модель, з якої сили ґрунту (N , F_r , F_c) можна розрахувати на основі вимірних сил (F_x , F_y , F_z).

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Постановка задачі

На продуктивність диска через взаємодію з ґрунтом впливає багато параметрів, включаючи діаметр диска, товщину диска, кут кромки, кут атаки, кут нахилу та глибину прорізання. Фронт, що створюється як кутом атаки, так і кутом нахилу, може змінити сили, що діють на диск під час прорізання ґрунту. Для того, щоб диск відкрив борозну достатньої ширини, щоб у неї помістилося насіння, кут атаки має бути більшим за нуль. Основна перевага ненульового кута нахилу полягає в зменшенні сили тяги. В ідеалі сили реакції повинні дорівнювати нулю для диска з нульовим кутом атаки та кутом нахилу. Виміряні результати невеликі та відмінні від нуля для цих умов, оскільки інші параметри впливають на сили реакції на диск. Ці сприяючі фактори можуть полягати в допуску на виготовлення деталей, допуску на збірку та зміні горизонту ґрунту. Вони тут не враховуються.

Експерименти були розроблені та проведені в ґрунтовому каналі. Ґрунт був належним чином підготовлений перед проведенням дослідів за розробленою методикою. Мета експериментальних випробувань дисків полягала в тому, щоб знайти найкращу комбінацію кутів атаки і нахилу, що призведе до мінімальної тяги.

3.2 Фактори досліджень

Усі випробування проводилися при постійній швидкості переміщення диска. Діаметр диска становив 460 мм, глибину різання було встановлено на рівнях 50 мм та 75 мм, а швидкість була встановлена на рівнях 4,0 км/год та 8,0 км/год. Експериментальні випробування сівалки можна порівняти з експериментальними випробуваннями на дисках завдяки однаковому діаметру, глибині та швидкості диска. Серія експериментальних випробувань була проведена на диску з різними кутами атаки та нахилу в різних комбінаціях. Іншими словами, кути нахилу та кути

атаки були вибрані для отримання бажаної ширини різання із заданою глибиною та швидкістю. Щоб досягти мети мінімальної тяги необхідно знайти найкраще поєднання кута атаки та кута нахилу.

Випробування також проводилися на модифікованій сівалці для вивчення тих самих ефектів. Диск на сівалці, діаметром 460 мм, встановлений із кутом атаки 7° та кутом нахилу 25° .

Такі експериментальні випробування дозволили зрозуміти продуктивність сівалки, зосереджену на різних умови.

3.3. Налаштування експериментальних досліджень одного диска

Орієнтація кутів нахилу та диска показана на рис. 3.1. Кут нахилу, β , знаходиться між площиною диска та віссю Y (вертикаль). Кут атаки, α , знаходиться між площиною диска та віссю Z (горизонталь). Кут атаки створює ширину борозни.



Рисунок 3.1 – Орієнтація диска

Експериментальне дослідження взаємодії ґрунт-диск було виконано, враховуючи вплив швидкості диска вперед, глибини різання та ширини різання. План експериментів був визначений для дискового сошника, який охоплював такі параметри, як різні глибини з різними швидкостями, як показано в табл. 3.1:

Таблиця 3.1 – Фактори експериментальних досліджень

№	Глибина, мм	Швидкість, км/год
1	50	4,0
2	50	8,0
3	75	4,0
4	75	8,0

Зазвичай після завершення підготовки ґрунту дисковий сошник прикріплювався до каретки з вибраним кутом нахилу та кутом атаки диска для проведення експериментів. Нульову точку глибини встановлювали опусканням диска до торкання поверхні ґрунту. Потім глибину різання вимірювали нижче цієї нульової точки. Була натиснута кнопка запуску для руху каретки вперед. Дані записувалися, коли був активований перший тригерний перемикач, доки не було досягнуто кінцевого перемикача. Кнопку зупинки було натиснуто, щоб зупинити каретку до того, як вона досягне кінця ґрунтового каналу. Цю процедуру також застосовували до випробувань сівалки.

Тягові сили, вертикальні сили та бічні сили, що діють на знаряддя, вимірювалися за допомогою шести тензодатчиків у трьох ортогональних напрямках (горизонтальному, вертикальному та бічному). Подробиці цього обговорюються в наступному розділі. Регульовані кути нахилу (0 °, 15 °, 20 °, 25 °) і кути атаки (0 °, 7 °, 14 °, 21 °, 28 °) були вибрані для отримання бажаної ширини різку для заданого плану експерименту. Метод тестування складається з повністю факторизованого плану досліджень.



Рисунок 3.2 – Використання клину для встановлення кута нахилу диску

Диск був прикріплений до каретки за допомогою регульованої з'єднувальної ланки для встановлення кута диска, як показано на рис. 3.2. Для встановлення кута нахилу між болтовими пластинами використовувалися клини з різними кутами. На рис. 3.2 показано умови, коли регульована з'єднувальна ланка була встановлена під кутом атаки 0° , а кут нахилу становив 25° .

3.4. Експериментальний зразок секції сівалки

У попередньому розділі пояснювалося налаштування параметрів лише дискового сошника. У цьому розділі представлено налаштування, коли дисковий сошник був інтегрований у підсекції сівалки. Тягу, вертикальні та бічні сили можна виміряти та порівняти з результатами інших доступних комерційних сівалок. Був

розроблений механізм з'єднання, щоб сівалку можна було безпосередньо під'єднати до каретки ґрунтового каналу.

За допомогою цього методу були виміряні всі сили, що діють на сівалку, включаючи тягу, вертикальну та бічну силу.

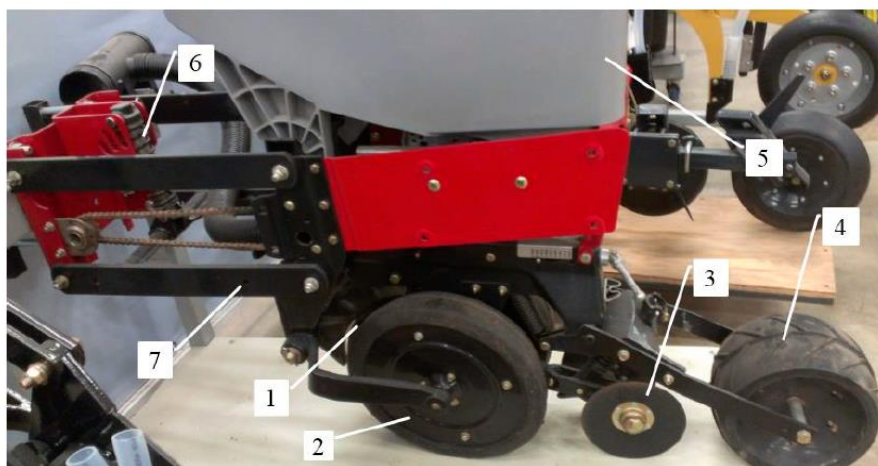
Були проведені експериментальні випробування розробленої сівалки з метою вивчення її експлуатаційних характеристик за різних умов роботи. Дослідження були проведені за повнофакторним планом. Він охоплював такі тестові параметри, як глибина та швидкість (табл. 3.1). Значення параметрів випробувань у експериментальній сівалці були вибрані такими ж, як у табл. 3.1 для випробування дисків.

Для того, щоб зрозуміти взаємодію диска з ґрунтом і спроектувати відповідний вузол для механізму сівалки, необхідно було дослідити сили, які виникають при русі секції у ґрунтовому каналі. Дослідження базувалися на представлений тут моделі, яка розділила сили, що надходять від ґрунту (сили ґрунту) і від сил, що тягнуть диск (сили диска). Подібно до випробувань з одним диском, сили диска вимірювалися під час серії експериментів із різними кутами нахилу і атаки. Дані вимірної сили потім використовувалися для визначення параметрів для зменшення сили опору. Цей процес був використаний для пошуку найкращої комбінації кутів нахилу та атаки диска для забезпечення мінімальної тяги. Подальший розрахунок сівалки можна продовжити після оптимізації орієнтації диска.

В якості об'єкту досліджень обрана секція сівалки CNH. Потрібні подальші вдосконалення сівалки, включаючи перепроєктування кількох механізмів і розрахунки, що підтверджують зміни. Експериментальна сівалка була сформована з двох секцій із дисками, які були дзеркально відображені відносно одна одної. Дві секції з дзеркальними кутами компенсують бічну силу на з'єднанні та дозволять тягнути їх прямо та з більшою легкістю. Кожна сівалка була з'єднана сімома основними частинами, як показано на рис. 3.3.

Функції частин на рис. 3.4 такі:

1. Дисковий сошник – це ґрунтоприймаючий елемент, який відкриває борозну, зрізаючи та відсуваючи ґрунт убік. Диск точніший і ефективніший на полях із великою кількістю поживних залишків, ніж інші сошники (наприклад, лезо). Також він потребує меншої сили тяги та створює менше збурень у ґрунті. Однак диск має менший термін служби через його невелику товщину та осьове обертання порівняно з іншими сошниками.



1 – дисковий сошник, 2 – колесо, 3 – ґрунтопокриттєвий диск, 4 – прикочувальне колесо, 5 – насіннєвий бункер, 6 – пружина амортизатора, 7 – паралелограмна тяга

Рисунок 3.3 – Вузли і деталі секції сівалки

2. Колесо головним чином використовується для точного вимірювання глибини використання дискового сошника в механізмах висіву. Зазвичай він встановлюється збоку від диска. Висоту можна змінювати та налаштовувати для отримання потрібної глибини.

3. Ґрунтозахисний диск закриває ґрунт після посіву.

4. Процес повернення ґрунту в борозну після того, як насіння поміщено в ґрунт, називається укладанням. Насіння має бути належним чином укладане в повному контакті з ґрунтом для ефективного проростання і запобігання рознесенню вітром. Ґрунтозахисний диск покриває насіння після висіву, тоді як прикочувальне колесо є компонентами ґрунтоутримувача.

5. Бункер для насіння – це місце, де зберігається насіння.

6. Пружина амортизатора повинна бути встановлена на висівний механізму, щоб уникнути ударних навантажень через нерівність орного горизонту. Ця пружинна система дає можливість механізму висіву підніматися та опускатися під час руху по полю.

7. Паралелограмна система та пробна система – це два типи механізмів для контролю глибини борозни. Система пробного важеля простіша, дешевша та легша, ніж паралелограмна система, але вона не забезпечує достатньої точності контролю глибини та контролю притискної сили. Паралелограмна система в основному використовується для контролю глибини борозни завдяки своїй точності, простоті керування та більшій жорсткості з високою міцністю. Однак система складніша і дорожча за інші системи. Вона також потребує більше місця та є більш важкою.

Було проведено багато експериментальних випробувань, щоб вивчити продуктивність модифікованої сівалки CNH за різних умов роботи. Сівалка була прикріплена до каретки за допомогою розробленої частини кріплення, показаної на рис. 3.4. План експериментів охоплював продуктивність сівалки з різними глибинами та швидкостями, як наведено в табл. 3.2.



Рисунок 3.4 – Сівалка CNH, прикріплена до каретки

3.5. Підготовка ґрунту до дослідів

Ґрунт, який використовується в ґрунтовому каналі, складається з суглинку (47 %), піску (24 %) та глини (29 %), глибина приблизно 0,3 м. Розміри гуртового каналу становить 1,8 м в ширину і 9 м в довжину (рис. 3.5).

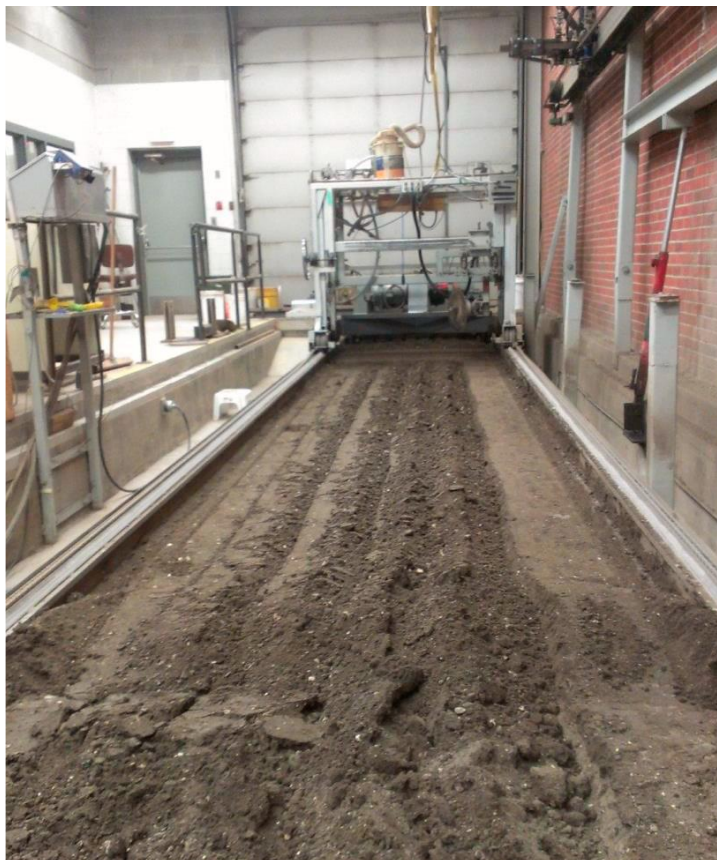


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд ґрунтового каналу

Для тяги каретки двома ланцюгами використовується система електроприводу; каретка має можливість тестування дослідних зразків знарядь при кожному прогоні. Випробувальні знаряддя на рухомій каретці втягуються або штовхаються в ґрунтовому каналі через систему ланцюгового приводу. Для оцінки сил потрібна постійна швидкість. Через зміну швидкості, коли обладнання розганяється до бажаної швидкості, ця ділянка не використовується для збору даних. Середня частина каналу для ґрунту, приблизно 5,7 м, де каретка рухається з постійною швидкістю і використовується для вимірювання сили.

Грунтоприймачі кріпляться до каретки. Каретка може пересуватися вздовж каналу для ґрунту на чотирьох сталевих колесах на двох рейках, по одному з кожного боку від бункера для ґрунту. Він приводиться в дію від електродвигуна з електромагнітною муфтою, що створює механічну силу для переміщення каретки в ланцюзі. Використовується для перенесення знаряддя для підготовки ґрунту та підтягування навісного знаряддя для вимірювання сил.

Процедура підготовки ґрунту була розроблена та використовувалася для кожного запуску випробувального стенду. Грунтообробне знаряддя з'єднаний із кареткою, яка охоплює ширину ґрунтового бункера. Швидкість каретки, старт, зупинка та напрямок руху каретки контролюються пультом керування.

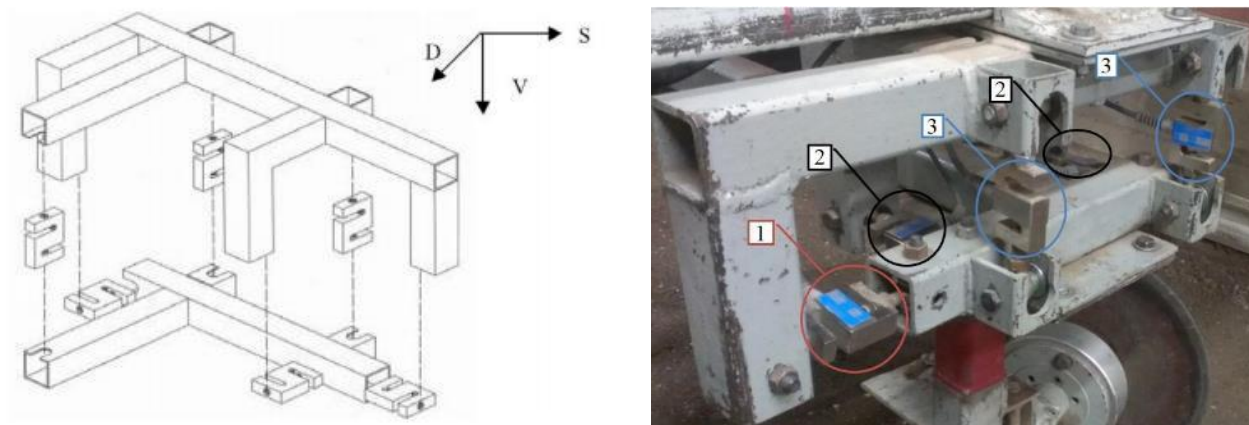
Першим етапом підготовки ґрунту є розпилення води на ґрунт, щоб збільшити вміст води до бажаного рівня для ґрунту. Вміст вологи у воді повинен залишатися стабільним для експериментів. Другим етапом підготовки ґрунту є прикріплення ротокультиватора до каретки. Використовується для підготовки ґрунту після обприскування водою. Під час підготовки ґрунту використовуються два проходи фрези для розпушування та перемішування ґрунту. Під час розпушування ґрунту вирівнювач, прикріплений до каретки, використовується для вирівнювання ґрунту.

Третій етап підготовки ґрунту – використання гладкого котку для ущільнення ґрунту. Підповерхневий ґрунт ущільнюють за допомогою чотирьох проходів гладкого котка.

Цей метод підготовки ґрунту використовувався для всіх дослідів, які проводилися тут.

Як в експериментальних випробуваннях з диском, так і в сівалці ґрунт був належним чином підготовлений перед проведенням експериментів, як визначено в попередній процедурі. Сили, що діють на знаряддя, вимірювалися за допомогою тензодатчиків у горизонтальному (тяга), вертикальному та бічному напрямках (рис. 3.6). Датчики навантаження можна класифікувати за пристроєм, який генерує вихідний сигнал (пневматичний, гідравлічний, електричний) або за способом визначення сили (згинання, зсув, стиснення, розтягнення, кручення); сила,

прикладена до пристрою, створює електричний сигнал (напругу), пропорційний напрузі, створеній на самій конструкції, який перетворюється в електричний сигнал за допомогою тензодатчиків.



1 – бічна сила, 2 – тягова сила, 3 – вертикальна сила

Рисунок 3.6 – Розташування шести S-подібних тензодатчиків

Зусилля, прикладені до ґрунтообробного знаряддя у вертикальному, горизонтальному та бічному напрямках, вимірювали за допомогою шести тензодатчиків. Положення та орієнтація тензодатчиків показано на рис. 3.6. Вертикальну силу вимірювали трьома тензодатчиками, позначеними як 3. Два тензодатчики були розташовані спереду, а один тензодатчик ззаду. Тягова сила (горизонтальна сила) вимірювалася двома тензодатчиками, позначеними як 2. Бічна сила (бокова сила) вимірювалася одним тензодатчиком, позначеним як 1.

Тестові дані були отримані за допомогою реєстратора даних і LabView 2013 версії 13.0, який був виготовлений National Instruments. Два датчики були розміщені на кожному кінці середньої частини довжини бункера для ґрунту, щоб зібрати дані з експериментальних випробувань. Перший датчик почав запис даних, а інший завершив запис даних. Потім програма LabView 2013, яка була розроблена для експериментальних випробувань ґрунтового бункера, вимірювала сигнали в режимі реального часу, виводила на екран монітора та записувала їх у комп'ютер.

Програма LabView2013 використовувалася для перетворення всіх записаних даних під час експериментів із ґрунтовим бункером у тягу, вертикальні та бічні сили.

3.6. Вимірювання параметрів ґрунту

Одним із основних компонентів, які впливають на експериментальні випробування ґрунту, є вміст вологи. Вологість – це кількість води, що міститься в ґрунті. Вміст води використовується в широкому діапазоні сільськогосподарських областей і виражається як співвідношення, яке може коливатися від абсолютно сухого до насиченого. Було відібрано два зразки підготовленого ґрунту та виміряно вологість ґрунту, помістивши їх у духовку на 24 години для висихання 100 °С. Вологий ґрунт спочатку виміряли на вагах в грамах, а сухий ґрунт виміряли наступного дня. Вологість ґрунту становить

$$\% = \frac{|m_{wet} - m_{dry}|}{m_{dry}} \quad (3.1)$$

де m_{wet} – маса вологого ґрунту, г;

m_{dry} – маса сухого ґрунту, г.

Твердість ґрунту, яка визначається за допомогою конічного індексу, є ще одним основним компонентом, який впливає на експериментальні вимірювання. Конусний індекс використовувався для вимірювання твердості ґрунту після підготовки ґрунту та перед кожним випробуванням. Діагностичним знаряддям для вимірювання ступеня та глибини ущільнення під поверхнею є пенетрометр або тестер ущільнення ґрунту. Стрижень пенетрометра слід забивати у ґрунт вертикально вниз зі швидкістю приблизно 25 мм на секунду, поки він не досягне глибини 125 мм. Дані на циферблатному індикаторі збільшуватимуться при натисканні на пенетрометр; його слід реєструвати для кожного дюйма, вставленого пенетрометром у ґрунт. Показання циферблатного індикатора можна проаналізувати і назвати індексом конуса. Через варіацію значень індексу конуса, для однієї підготовки ґрунту потрібні зчитування з різних місць бункера ґрунту.

Середнє значення цих конусних індексів потім розраховується як остаточний конусний індекс для конкретного підготовленого ґрунту.

3.7. Фактори досліджень одного диска і секції сівалки

Багато тестів було проведено на диску діаметром 460 мм і товщиною 4 мм. Комбінація кутів нахилу (0° , 15° , 20° , 25°) і атаки (0° , 7° , 14° , 21° , 28°) створює бажану ширину різку із заданою глибиною та швидкістю. Результати випробувань, особливо тягової сили, порівнювали з аналітичними розрахунками. Параметри підтримувалися незмінними протягом усіх експериментів. Змінними параметрами є значення вхідних умов, що використовуються в експериментах, і діапазон їх зміни.

Сили, що діють на знаряддя у горизонтальному, вертикальному та поперечному напрямках, вимірювали тензодатчиками. Комбінація нахилу та кута диска була обрана для отримання бажаної ширини пропилю на заданій глибині. Було виконано повну матрицю випробувань для кожного кута нахилу (0° , 15° , 20° , 25°) і кути атаки (0° , 7° , 14° , 21° , 28°). Результати всіх тестів були записані. Швидкість каретки – 4,0 км/год і 8,0 км/год. Глибина різання – 40 мм і 75 мм.

Для експериментальних випробувань з одним диском було проведено принаймні два випробування для однакових кутів нахилу та диска з однаковою глибиною та швидкістю. Це забезпечило рівень повторюваності результатів тесту. Якщо результати двох тестів не були подібними, умови тесту повторювали до отримання прийнятних результатів; тобто результати тесту не відрізнятимуться більш ніж на 20 %. В Ахаді

Секції сівалки з комбінацією кута атаки 7° і кута нахилу 25° прикріплена до каретки після підготовки ґрунту в ґрунтовому каналі. Через обмеження простору випробування сівалки було розпочато з протилежного напрямку, як і експериментальні випробування диска. Процедура випробування сівалки була подібна до процедури випробування диска. Нульова точка глибини була визначена як найнижча точка дискового сошника в сівалці, коли він торкався поверхні ґрунту.

Глибина різання була виміряна нижче цієї точки, яка встановлювалася за допомогою колеса сівалки. Запис даних починався, коли сівалка проходила перший тригерний перемикач, поки не торкнулася кінцевого перемикача.

3.8. Висновки з розділу

Розроблена методика експериментальних досліджень з обґрунтування кута атаки та кута нахилу дискового сошника, які могли б призвести до мінімальної тяги. Спочатку було визначено параметри експерименту, потім було проведено серію випробувань, щоб дослідити сили, необхідні для витягування диска або сівалки в умовах контрольованого моделювання поля. Були виміряні тяга, вертикальна та бічна сила. Ґрунт був належним чином підготовлений відповідно до чотириетапної процедури підготовки, щоб забезпечити узгодженість умов тестування. Вимірювали вологість та твердість ґрунту (конусний індекс), які є основними факторами, що впливають на результати дослідів.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Перевірка налаштувань

Зібрані дані були відфільтровані для зменшення шуму. Однак фільтрація призводить до втрати даних. Вибравши відповідний фільтр, втрату даних можна мінімізувати, а впливом на результати можна знехтувати. Вібрація диска додала небажаного шуму в записаний сигнал. Щоб зменшити цей шум, додано фільтр.

Тест на власну частоту проводився за допомогою двох датчиків зверху та збоку, як показано на рис. 4.1. Акселерометр (показаний на рис. 4.1) використовувався для вимірювання частоти диска, коли один кінець знаходиться в повітрі або в ґрунті. Датчики були вибрані, щоб забезпечити правильну частотну характеристику для цього застосування. З цих експериментів було визначено власні частоти диска з двома різними граничними умовами. Власні частоти обчислювалися двома різними способами, один – за допомогою коду, розробленого в програмі Matlab, інша – графік даних за допомогою програми Matlab, яка вимірювала амплітудну характеристику, щоб подвійно перевірити обчислення частоти.



Рисунок 4.1 – Акселерометр для перевірки власної частоти

Таблиця 4.1 показує власні частоти диска. Власні частоти аналізатора становили приблизно від 195 Гц до 234 Гц, коли диск був у повітрі, і приблизно від 78 Гц до 98 Гц, коли його границя була у ґрунті. Природні частоти, розраховані за допомогою кодового методу Matlab, становили від 218 Гц до 270 Гц у повітрі та приблизно від 77 Гц до 79 Гц у ґрунті. Різниця між значеннями, розрахованими двома методами, становить 20 % один від одного, що означає, що вони були виміряні досить добре. Якщо природна частота перевищує 75 Гц, можна з упевненістю припустити, що всі небажані ефекти вібрації диска можна виключити з даних, якщо фільтр низьких частот встановлено на 2 Гц. За аналогічною аналогією можна показати, що для дискового сошника 2 Гц фільтр доцільно виключити шумові сигнали для взаємодії ґрунт-диск.

Таблиця 4.1 – Результати тесту на природну частоту

Обл.	Дискове обмеження	Matlab						Акселерометр	% диф.
		Пік 1		Пік 2		Період	Частота	Частота	
		X _p , с	Y _p , В	X _p , с	Y _p , В	Ti(s)	1/Ti, Гц	FFT (MatLab)	
0	повітря	0,008	0,135	0,012	0,160	0,004	270	234	14%
1	повітря	0,000	0,155	0,005	0,180	0,005	218	195	11%
2	повітря	0,008	0,193	0,013	0,180	0,004	233	234	-1%
3	повітря	0,005	0,993	0,009	1,087	0,004	237	195	19%
4	ґрунт	0,028	1,212	0,041	0,556	0,013	79	78	1%
5	ґрунт	0,002	0,637	0,015	0,497	0,013	77	98	-23%

4.2. Результати досліджень диску та обговорення

Багато дослідів було проведено на одному диску з різними кутами атаки від 0 до 28 градусів, де кути нахилу змінювалися від 0 до 25 градусів. Різні комбінації нахилу та кута диска були обрані для отримання бажаної ширини різання з заданою глибиною та швидкістю.

Кожен дослід повторювався принаймні двічі, щоб отримати послідовні та повторювані результати з тими ж параметрами тестування та однаковими умовами

грунту. Ці два схожі результати тесту були проаналізовані в програмі Matlab з використанням фільтра 2 Гц. Через прискорення диска початкові 22 % даних були проігноровані в кожному тесті. Для генерації змінених середніх тягових, вертикальних і бічних сил для дискового сошника використовувалися лише дані про сталий стан.

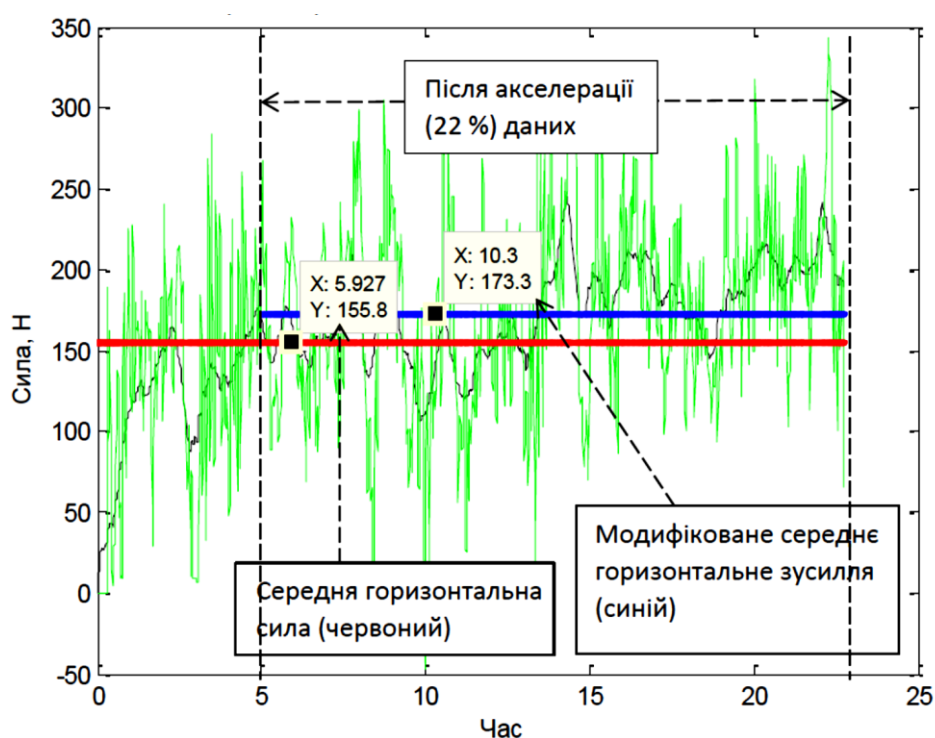
Горизонтальна (тягова) сила була розрахована шляхом підсумовування двох тензодатчиків у горизонтальному (або загальному Z) напрямку. Вертикальна сила була сумою трьох тензодатчиків у вертикальному (або загальному Y) напрямку. Бічна сила вимірювалася лише одним тензодатчиком у глобальному напрямку X. Сила тяги є найважливішою змінною, яка вимірюється під час руху диска, оскільки вона призводить до мінімального споживання енергії для сівалки при використанні в реальних польових умовах. Результати випробувань, особливо тягової сили, порівнювали з аналітичними розрахунками.

Отримані дані випробування тягової сили, F_z вертикальної сили F_y та бічної сили, F_x представлені у графічній формі. Приклади, наведені в цьому розділі, демонструють метод, використаний для отримання модифікованих середніх сил. Приклади показують лише одну комбінацію кутів нахилу та атаки 25° та 7° .

Приклад проаналізованих даних сили тяги з глибиною 50 мм, швидкістю 4 км/год та комбінованим кутом нахилу та диска 25° та 7° показано на рис. 4.2.

Перше випробування порівнювали з другим випробуванням для повторних експериментальних випробувань з однаковими кутами нахилу та диска, тією самою глибиною та тією ж швидкістю. Два тести будуть прийняті, якщо тести будуть в межах 20 % один від одного. В іншому випадку проводилося третє випробування, яке порівнювалося з попередніми двома випробуваннями та об'єднувалося з випробуванням, яке мало найбільшу відповідність, або в межах 20 % різниця. На рис. 4.2 необроблені дані цього конкретного випробування представлені зеленим кольором. Вибрані результати кожного випробування потім фільтрували за допомогою фільтра 2 Гц, щоб полегшити інтерпретацію даних (суцільна чорна лінія на рис. 4.2). Потім було розраховано середнє значення сили тяги, 156 Н (показано червоним кольором на рис. 4.2). Експериментальні випробування

почалися з нульової сили та отримали постійну силу, це означає, що деяке прискорення відбувається до досягнення постійної швидкості. Розумно припустити, що під час експериментальних випробувань постійна швидкість була отримана після 22 % кожного набору відстані експерименту. Щоб отримати більш достовірні значення сили, вихідні дані (передбачається, що це близько 22 % даних) були проігноровані. Дані без прискорення називають модифікованою середньою силою. Інші дані, модифіковане середнє зусилля тяги, 173 Н, є більш розумним для інтерпретації (показано синім кольором на рис. 4.2).



Глибина – 50 мм, швидкість – 4 км/год, кут нахилу – 25° , кут атаки – 7°

Рисунок 4.2 – Сила тяги вимірювального диска (шуми нижче 2 Гц відфільтровані)

Подібним чином на рис. 4.3 зображено графік вертикальної сили з глибиною 50 мм, швидкістю 4 км/год та сумарними кутами нахилу та атаки 25° та 7° . Модифікована вертикальна сила, яка була використана для подальших розрахунків становила 389 Н. На рис. 4.4 показано модифіковану бічну силу, яка становила 251 Н, для цього конкретного прикладу.

Глибина – 50 мм, швидкість – 4 км/год, кут нахилу – 25 °, кут атаки – 7 °

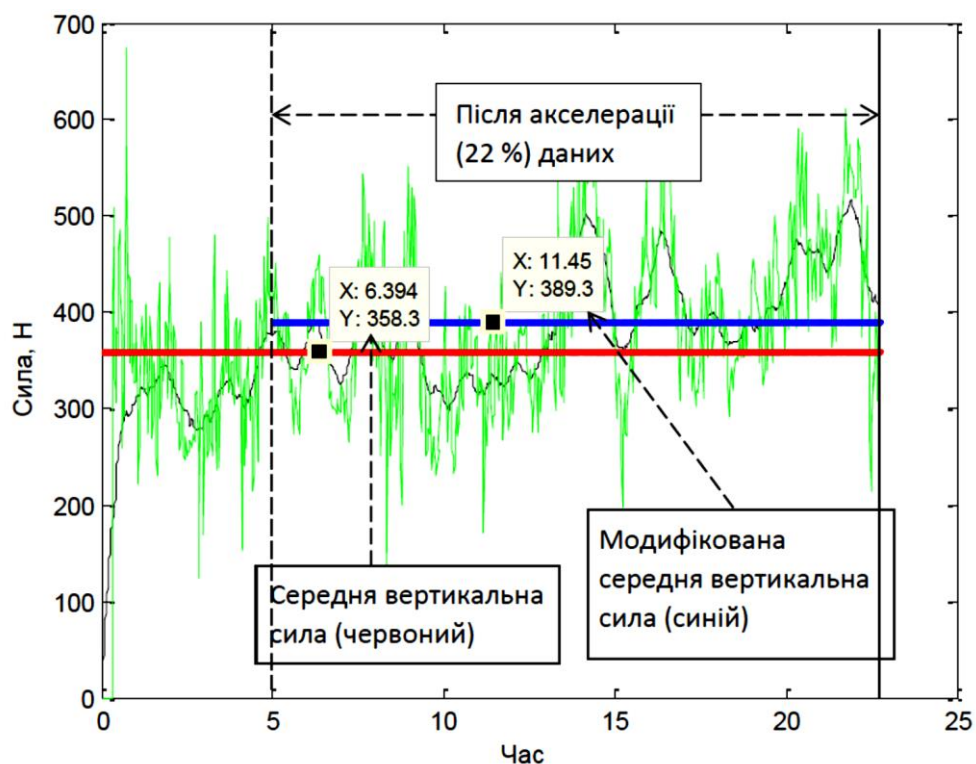


Рисунок 4.3 – Виміряна вертикальна сила диска (шуми нижче 2 Гц відфільтровані)

Глибина – 50 мм, швидкість – 4 км/год, кут нахилу – 25 °, кут атаки – 7 °

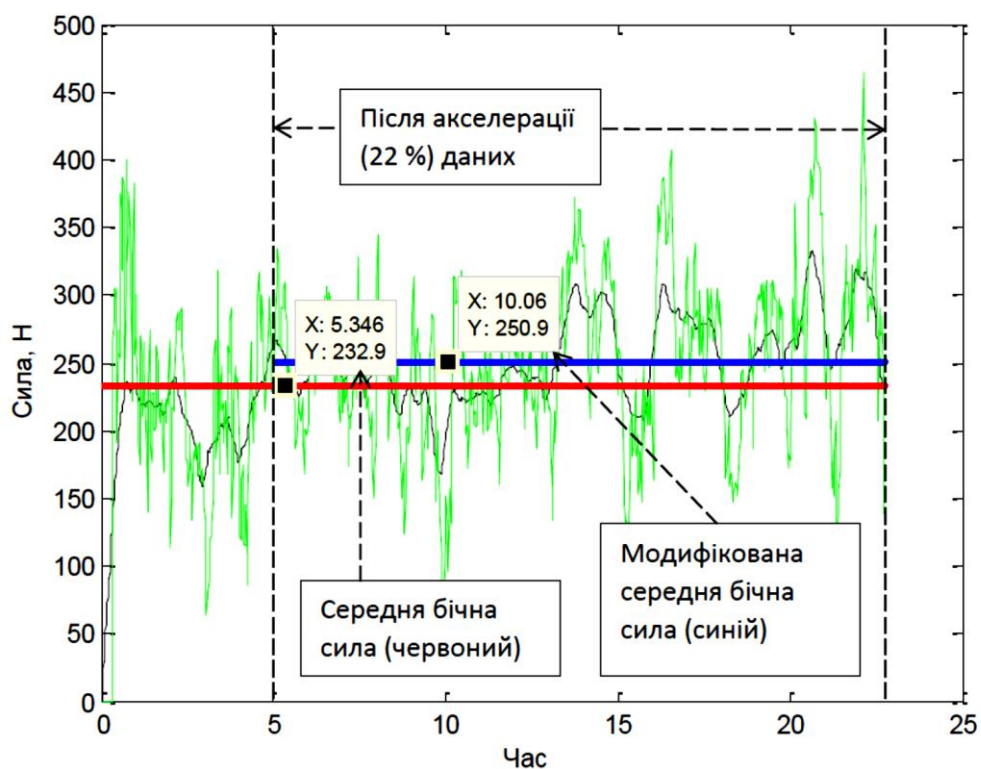


Рисунок 4.4 – Виміряна бічна сила диска (шуми нижче 2 Гц відфільтровані)

Наведені вище приклади демонструють модифікований метод середньої сили. У наступному розділі лише модифіковані дані використовуються для подальшої аналітичної роботи.

Було 4 групи дискового тесту. Кожна група мала різну глибину та різну швидкість диска (табл. 3.1). Серія тестів з усіма комбінаціями різних кутів нахилу та диска була проведена для кожної групи. У цьому розділі показано результати для першої групи, яка мала глибину 50 мм та швидкість 4 км/год.

Тут аналізуються вертикальні, тягові та бічні сили двох випробувань із застосуванням фільтра 2 Гц. Дані двох подібних циклів аналізувалися за допомогою програми Matlab, а потім два вибраних набори даних були оцінені та порівняні. Середнє значення відфільтрованих сил для диска набагато легше використовувати, ніж середнє значення вихідних даних сили. Модифіковане середнє значення вертикальних, тягових і бічних сил можна побудувати, як показано на наступних рисунках.

На рис. 4.5 і 4.6 показано вплив кутів атаки та нахилу на силу тяги. Коли кут нахилу дорівнює нулю, тяга збільшується зі збільшенням кута атаки. Причина цього явища полягає в тому, що коли кут атаки збільшується, диск штовхає ґрунт убік, щоб відкрити борозну, що збільшує силу опору. Коли кут нахилу не дорівнює нулю, комбінація кутів нахилу та атаки піднімає ґрунт і зміщує його вбік, що збільшує бічні та вертикальні сили. Кут нахилу може допомогти запобігти швидкому збільшенню тяги, одночасно збільшуючи кут атаки для тієї самої ширини різання. На рис. 4.5 показано, що сила тяги, F_z , збільшується зі збільшенням кута диска для диска з глибиною 50 мм та швидкістю 4 км/год. Зв'язок між силою тяги та кутом диска виглядає майже лінійним. Нахил кривої збільшується зі збільшенням кута нахилу.

На рис. 4.6 показано, що сила тяги, F_z , зростає повільно, майже постійно, зі збільшенням кута нахилу.

Два повторних експериментальних випробування на рисунках називаються «низьким» і «високим». Низьке – це нижче значення двох випробувань, а високе – вищі значення двох слідів.

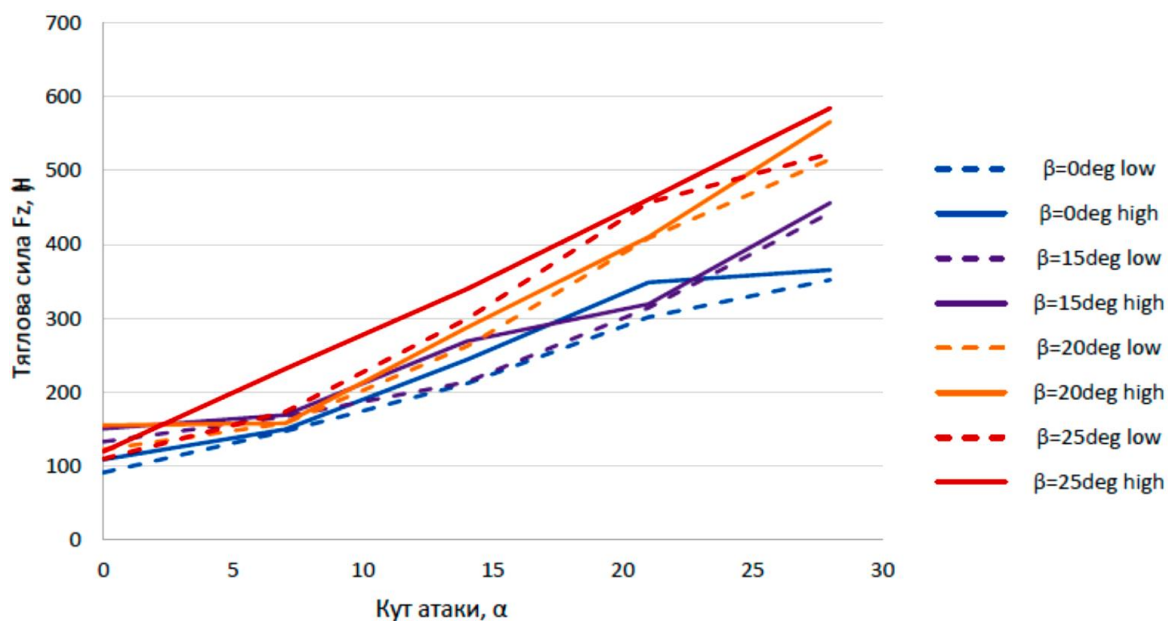


Рисунок 4.5 – Сила тяги, F_z , для диска (кут атаки, α) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

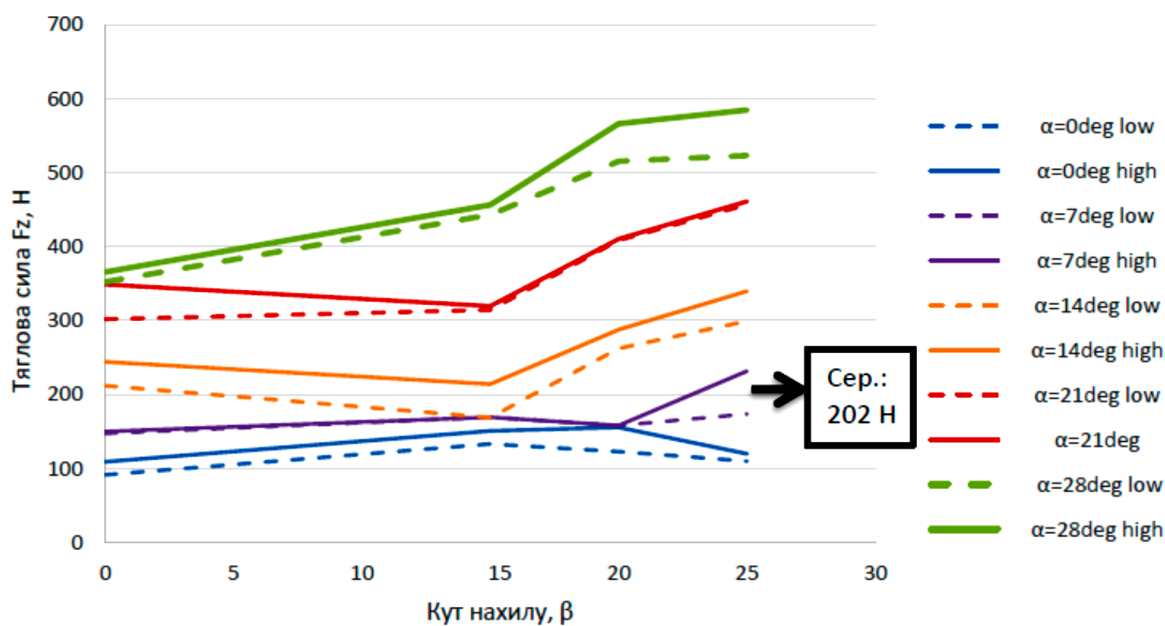


Рисунок 4.6 – Сила тяги, F_z , для диска (кут нахилу, β) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

Співвідношення між силою тяги та кутом нахилу не є повністю лінійним, але тут розглядатиметься як майже лінійне. Сила тяги для випробування нульового кута диска не показує збільшення зі збільшенням кута нахилу. Цей ефект цілком очікуваний. Нахил кривих сили тяги збільшується зі збільшенням кута атаки. При

нульовому куті нахилу кут атаки є суттєвим фактором тяги. Загалом, кут нахилу та кут атаки важливі для збільшення сили.

Більший кут атаки призводить до більшої тяги. Щоб сила тяги була якомога меншою, слід вибрати менший кут атаки. Однак кут атаки не може дорівнювати нулю, оскільки він визначає ширину борозни. При глибині 50 мм та швидкості 4 км/год найбільш розумним складним кутом (ненульовий кут атаки) для найменшої тяги є 7° кут атаки та 25° кут нахилу. І рис. 4.5, і рис. 4.6 показують, що середнє значення мінімальної тяги становить 202 Н.

Величина сили, необхідної для утримання диска в ґрунті під час витягування диска вперед, називається вертикальною силою. Вага диска не впливає на вертикальне навантаження, оскільки нуль тензодатчиків був встановлений, коли диск був прикріплений до каретки і не контактував з ґрунтом.

На рис. 4.7 і 4.8 показано вертикальну силу для різних кутів атаки у поєднанні з різними кутами нахилу. На рис. 4.7 показано абсолютне значення вертикальної сили F_y , що збільшується зі збільшенням кута атаки. Однак на рис. 4.8 для диска з глибиною 50 мм та швидкістю 4 км/год абсолютне значення вертикальної сили, F_y , залишається майже постійним зі збільшенням кута нахилу, коли кут атаки малий. Найбільш відповідний кут атаки та нахилу в основному вибирається за найменшою тяговою силою. Для подальшого вивчення та аналізу експериментальних випробувань вертикальна сила не настільки критична, як тяга. Як показали результати експерименту, відповідна середня вертикальна сила для мінімальної тяги зі складеним кутом атаки 7° та кута нахилу 25° становить 358 Н, як показано на рис. 4.7 та 4.8.

З результатів бічних (бокових) сил, через ненульовий кут атаки та несиметричну систему, чим вищий кут атаки, тим вище бічна сила. Однак комбінація кута атаки та кута нахилу зменшила бічну силу. Складний кутовий диск піднімає ґрунт і зміщує його вбік замість того, щоб штовхати та притискати ґрунт убік. На рис. 4.9 показана бічна сила F_x , яка збільшується зі збільшенням кута диска для диска з глибиною 50 мм та швидкістю 4 км/год. На рис. 4.10 показано, що бічна сила, F_x , залишається майже постійною зі збільшенням кута нахилу диска,

особливо коли кут атаки малий. Обраний кут атаки і кут нахилу для найнижчої тяги дають середню бічну силу 244 Н, як показано на рис. 4.9 і 4.10.

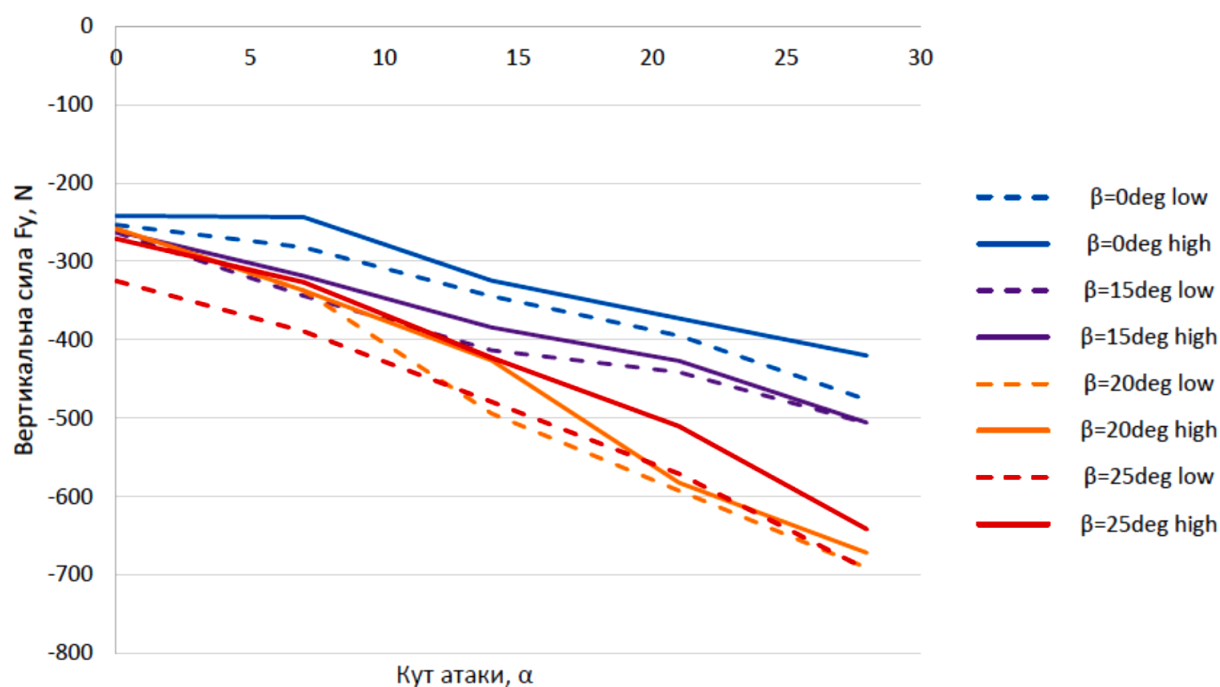


Рисунок 4.7 – Вертикальна сила, F_y , для диска (кут атаки, α) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

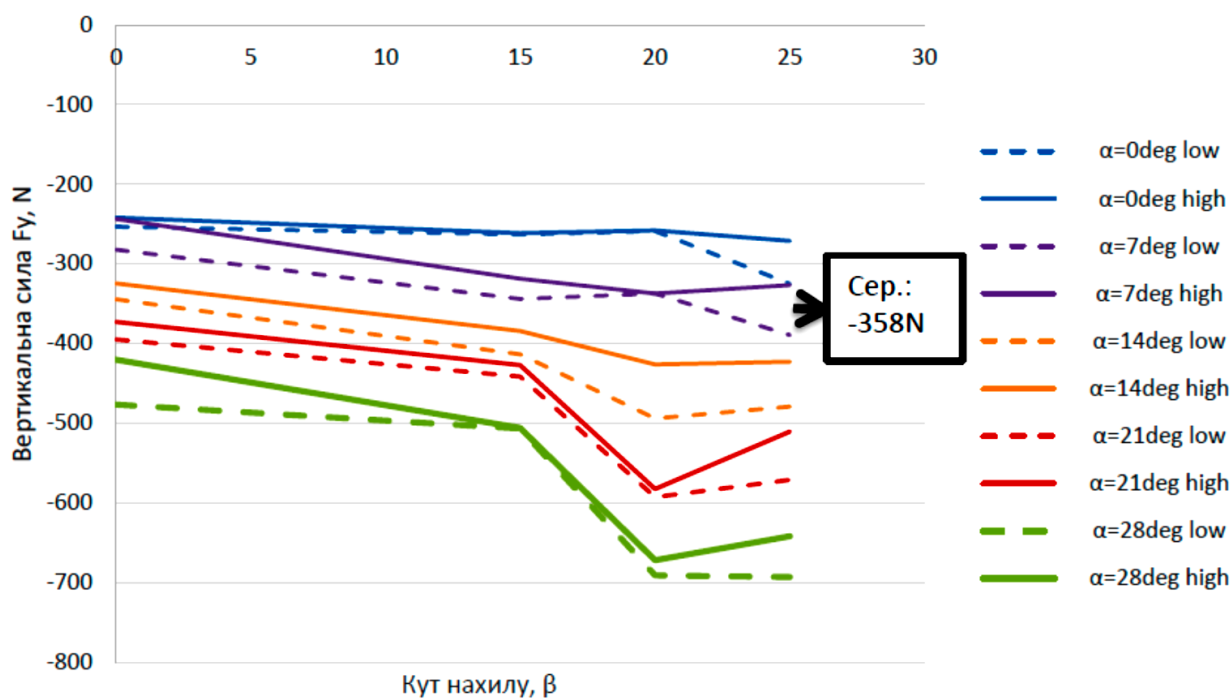


Рисунок 4.8 – Вертикальна сила, F_y , для диска (кут нахилу, β) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

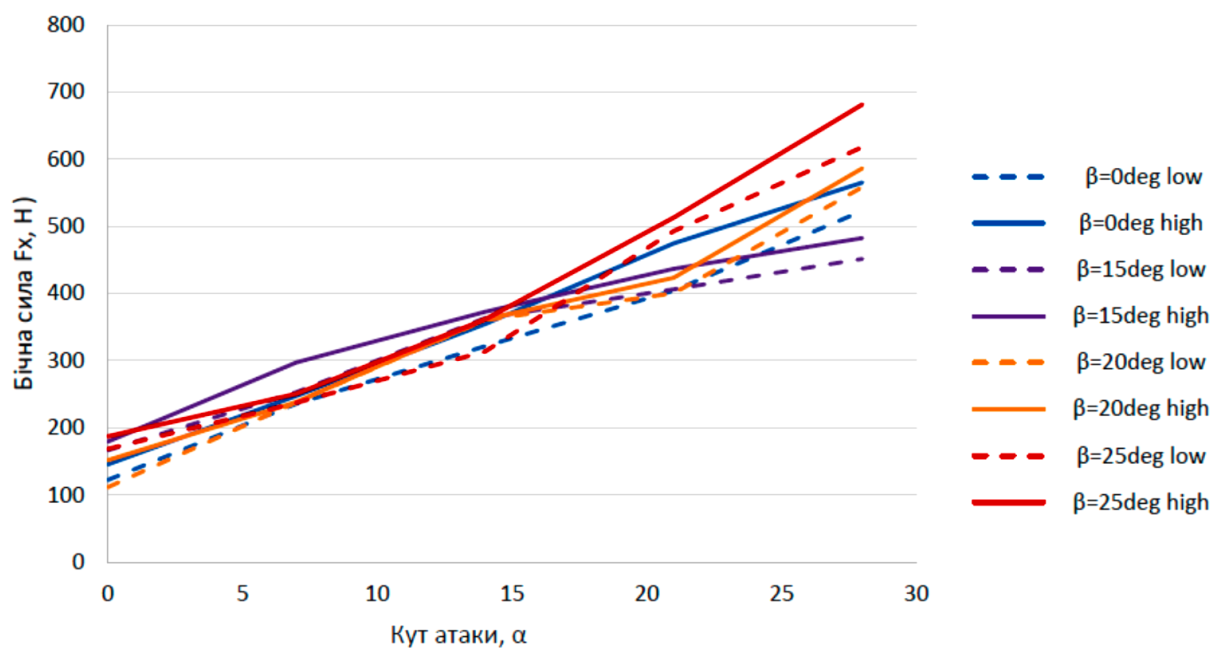


Рисунок 4.9 – Бічна сила, F_x , для диска (кут диска, α) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

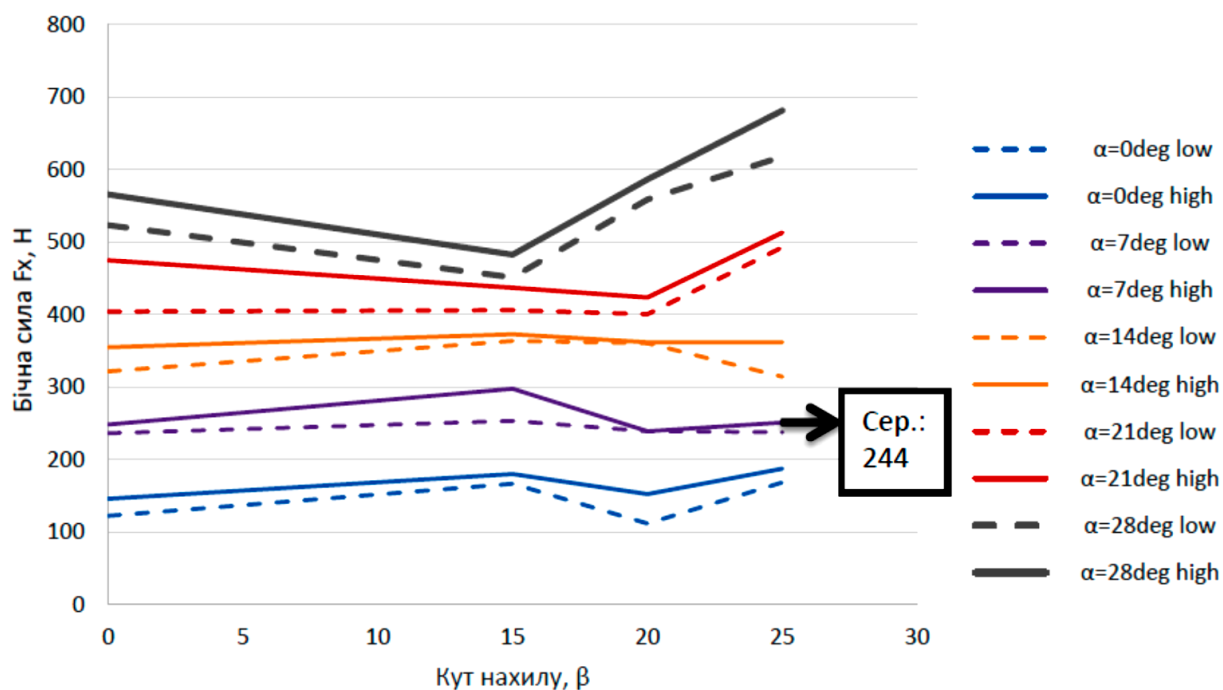


Рисунок 4.10 – Бічна сила, F_x , для диска (кут нахилу, β) з глибиною – 50 мм, швидкість – 4 км/год

Метою випробувань з одним диском було знайти найкращу комбінацію кута атаки та кута нахилу, яка призведе до мінімальної тяги. З наведених вище цифр

результати експериментальних випробувань дискового сошника показують, що складений кут атаки 7° та кут нахилу 25° дає найменшу силу тяги для глибини 50 мм швидкості 4 км/год.

Порівняння комбінованого кута атаки 7° та кут нахилу 25° з різною глибиною та швидкістю узагальнено та показано в табл. 4.2 для всіх чотирьох основних групових тестів.

Таблиця 4.2 – Результати тягових, вертикальних і бічних сил з кутом атаки 7° та кутом нахилу 25°

Група №	1	2	3	4
	50 мм, 4 км/год	75 мм, 4 км/год	50 мм, 8 км/год	75 мм, 8 км/год
Тягова	202 Н	299 Н	334 Н	343 Н
Вертикальна	-358 Н	-503 Н	-502 Н	-525 Н
Бічна	244 Н	366 Н	424 Н	430 Н

Збільшення глибини різання принесе більше тертя та більше взаємодії між ґрунтом і диском з боків диска. Таким чином, сили реакції зростають із збільшенням глибини різання. Можна зробити висновок, що за рахунок збільшення глибини диска в ґрунті він збільшив зусилля в усіх трьох напрямках (тяговому, вертикальному та бічному). Збільшення швидкості диска також збільшило тягу, вертикальну та бічні сили.

4.3. Порівняння з повторним тестуванням

Необхідно підтвердити повторюваність і надійність даних випробувань, оскільки існує багато неконтрольованих факторів при роботі з умовами ґрунту. Повторні випробування включали вибір певних комбінованих кутів атаки та нахилу з різними глибинами та різними швидкостями (табл. 3.1).

Табл. 4.3 є повторним випробуванням для кута атаки при нульовому градусі та кута нахилу при нульовому градусі з різними глибинами та різними

швидкостями. Під час повторних випробувань було виміряно вміст води на рівні 7 %, а індекс конуса – 1,24 МПа.

Таблиця 4.3 – Повторні експериментальні тести

Кут диска α , °	Кут нахилу β , °
0	0
14	0
28	0
0	25
14	25
28	25

Потім середнє значення двох повторних випробувань (випробування Re_a , випробування Re_b) порівнювали із середнім значенням двох початкових випробувань (випробування а, випробування б) для перевірки вихідних даних експериментальних випробувань. Повторні випробування (табл. 4.4) повторювали, поки відсоткова різниця не була в межах 20 % для більшості випадків, що вважається розумним діапазоном з усіма задіяними змінними. Іноді результати повторного тестування показували більше ніж 20 % різниці з початковими даними тесту або з даними повторного тестування в інший день. Оскільки під час підготовки ґрунту перед випробуваннями бере участь дуже багато параметрів, ці відмінності не завжди можна пояснити.

Як вихідну різницю даних, так і різницю даних повторного тестування було розраховано за такою формулою

$$\% = \frac{trial\ a - trial\ b}{(trial\ a + trial\ b)/2} \quad (4.1)$$

Різниця між даними повторного тестування та вихідними даними обчислюється наступним чином

$$\% = \frac{(trial\ a + trial\ b)/2 - (trial\ Re_a + trial\ Re_b)/2}{((trial\ a + trial\ b)/2 + (trial\ Re_a + trial\ Re_b)/2)/2} \quad (4.2)$$

Таблиця 4.4 – Результати порівняння для кутів атаки $\alpha = 0$ та нахилу $\beta = 0$
(вологість – 7 %, індекс конуса – 1,24 МПа)

	Позн.	β	α	F_z , Н	F_y , Н	F_x , Н	F_z , Н	F_y , Н	F_x , Н
50 мм, 8 км/год	a	0	0	-283	163	179	-325	143	241
	b	0	0	-268	150	158	-318	141	236
Вихідна різниця				-6%	-9%	-13%	-2%	-1%	-2%
50 мм, 8 км/год	Re a	0	0	-260	133	158	-295	118	205
	Re b	0	0	-277	152	184	-327	125	240
Перевірена різниця				6%	14%	15%	10%	6%	16%
Різниця з оригіналом				-2%	-10%	1%	-3%	-15%	-7%
75 мм, 8 км/год	a	0	0	-261	122	268	-286	137	218
	b	0	0	-267	144	247	-299	143	196
Вихідна різниця				2%	17%	-8%	4%	4%	-10%
75 мм, 8 км/год	Re a	0	0	-255	112	230	-299	124	235
	Re b	0	0	-264	125	226	-283	132	266
Перевірена різниця				4%	11%	-2%	-5%	6%	12%
Різниця з оригіналом				-2%	-12%	-12%	0%	-10%	19%
50 мм, 4 км/год	a	0	0	-280	119	164	-242	91	122
	b	0	0	-279	129	148	-253	109	146
Вихідна різниця				1%	-7%	10%	-5%	-18%	-17%
50 мм, 4 км/год	Re a	0	0	-286	120	139	-222	124	159
	Re b	0	0	-266	113	151	-259	115	135
Перевірена різниця				7%	5%	-8%	-15%	7%	16%
Різниця з оригіналом				-1%	-6%	-7%	-3%	18%	9%
75 мм, 4 км/год	a	0	0	-346	135	177	-269	124	199
	b	0	0	-331	128	174	-246	121	166
Вихідна різниця				4%	6%	2%	9%	2%	18%
75 мм, 4 км/год	Re a	0	0	-381	163	175	-317	128	158
	Re b	0	0	-357	145	195	-292	121	162
Перевірена різниця				6%	12%	-11%	8%	6%	-2%
Різниця з оригіналом				9%	16%	5%	17%	1%	-13%

Враховуючи мінливість ґрунту, дані можна використовувати з різницею в 20 %. У табл. 4.4 найвища різниця для нульового кута диска та нульового кута нахилу становить близько 19 % для бічної сили.

Це означає, що дані знаходяться в розумному діапазоні.

4.4. Результати досліджень сівалки та обговорення

Сила тяги сівалки є головною проблемою цього набору експериментів. Вона безпосередньо впливає на ефективність сівалки та споживання енергії. Високі та низькі значення з двох тих самих випробувань були в межах 20 % один від одного. Модифіковане середнє зусилля тяги для різних глибин і різних швидкостей (табл. 3.1) наведено на рис. 4.11.

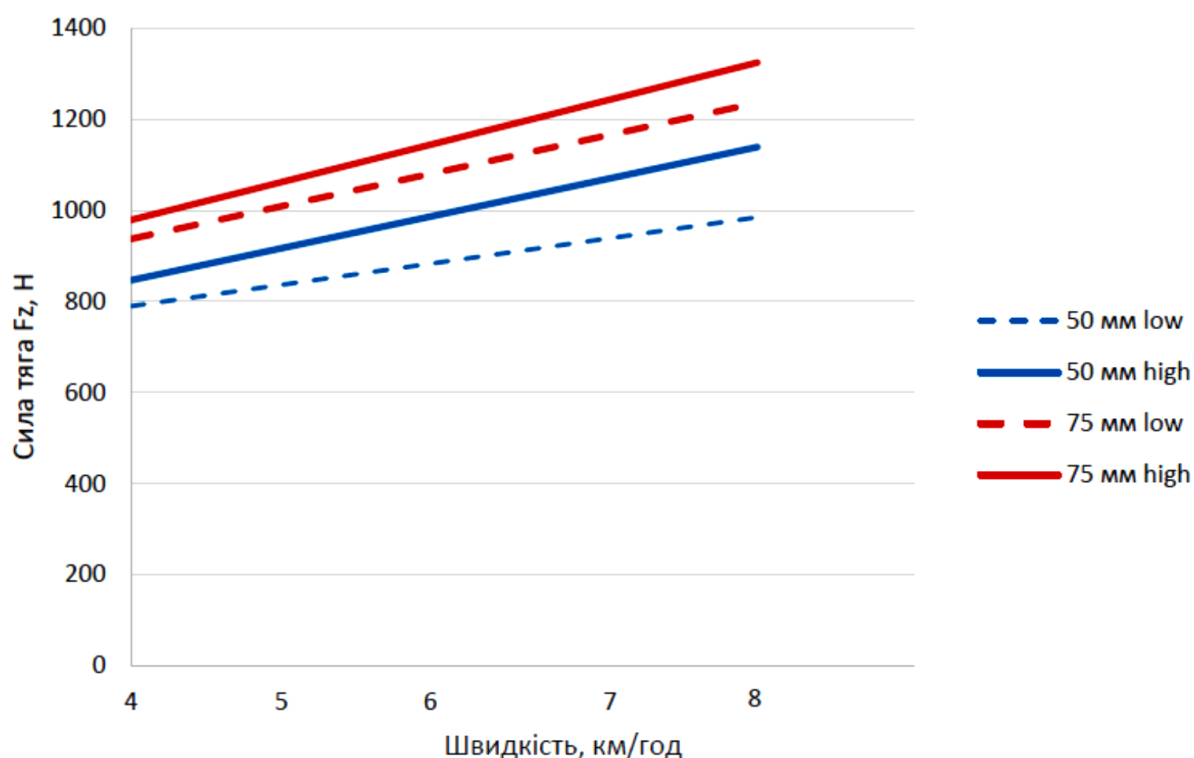


Рисунок 4.11 – Зміна середньої сили тяги для сівалки

Сила тяги вважається лінійною залежно від швидкості. Для глибини 50 мм середня сила для швидкості 4 км/год становить 818 Н, а для швидкості 8 км/год – 1062 Н. Для глибини 75 мм середня сила тяги для швидкості 4 км/год становить 958

Н, а для швидкості 8 км/год – 1280 Н. У результаті рис. 4.11 показує, що збільшення швидкості збільшить силу тяги. Крім того, за рахунок збільшення глибини різання сила тяги також збільшується. Нахил кривих для глибини різання 50 мм і 75 мм дуже схожий. Варіації менші на вищій швидкості, це може бути важливим питанням для подальшого вивчення.

Вертикальна сила сівалки – це сила, яка діє на сівалку вгору від ґрунту, коли її тягнуть вперед. Рис. 4.12 показує графік для модифікованої середньої вертикальної сили на різних глибинах і різних швидкостях (табл. 3.1). Середня вертикальна сила при швидкості 4 км/год становить 237 Н, а при швидкості 8 км/год становить 648 Н для глибини 50 мм. Середня вертикальна сила зі швидкістю 4 км/год на годину становить 264 Н, а швидкість 8 км/год становить 670 Н для глибини 75 мм. Це показує, що збільшення швидкості збільшить вертикальну силу. Тоді як із збільшенням глибини різання вертикальна сила трохи зростає.

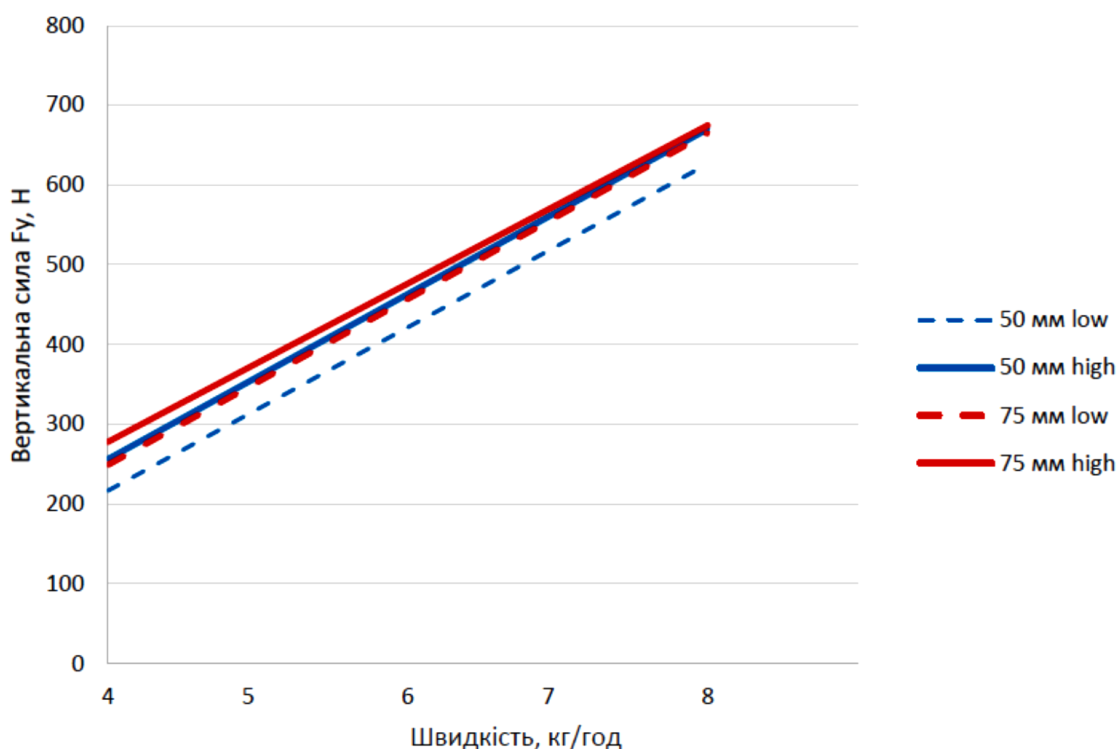


Рисунок 4.12 – Зміна середньої вертикальної сили для сівалки

Завдяки симетричному дизайну сівалки, два диски були розміщені з протилежними кутами нахилу та дисків один до одного, таким чином бічні сили

повинні компенсувати одна одну, в ідеалі. Однак у цих експериментах існують побічні сили через недосконалість сівалки та ґрунту.

На рис. 4.13 зображено модифіковане середнє бокове зусилля для різних глибин і різних швидкостей (табл. 3.2). Для глибини різання 50 мм середня бічна сила для швидкості 4 км/год становить 16 Н, а для швидкості 8 км/год – 29 Н. Для глибини різання 75 мм середня бічна сила для швидкості 4 км/год становить 26 Н, а для швидкості 8 км/год – 72 Н.

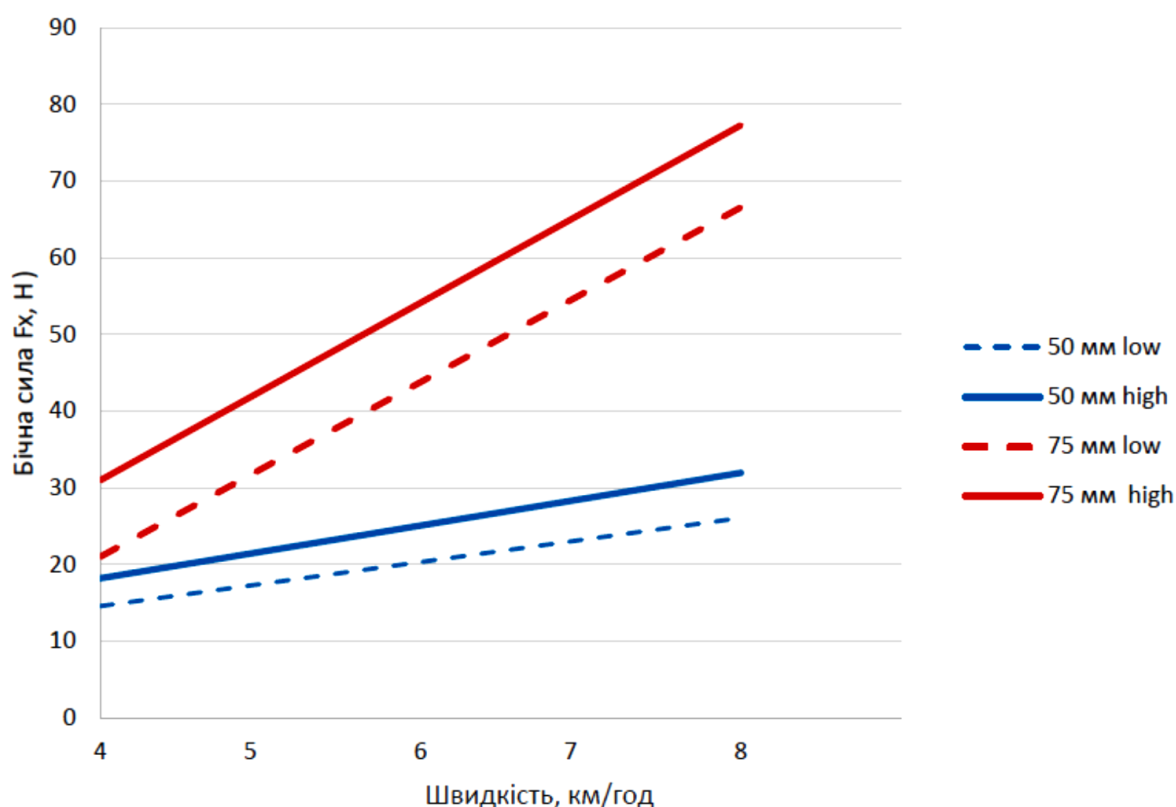


Рисунок 4.13 – Зміна середньої бічної сили для сівалки

У результаті рисунок показує, що збільшення швидкості збільшить бічні сили. Крім того, завдяки збільшенню глибини різання збільшується і бічна сила. З повнорозмірною сівалкою буде набагато більше дисків, які допоможуть збалансувати бічні сили. Через обмеження обладнання ґрунтового каналу вимірювана бічна сила є загальною бічною силою сівалки. Можливо, для майбутніх експериментів можна буде надати дві окремі фактичні дані бічної сили та показати різницю сили з боку в бік.

4.5. Сила різання

Сила різання – це величина сили, з якою стикається дисковий сошник під час різання ґрунту. Діє сила різання у певній точці на краю дискового сошника, де він контактує з ґрунтом.

Силу різання неможливо виміряти безпосередньо. Силу різання можна оцінити за рівняння (2.11). Сили різання – це комбінація тягових, вертикальних і бічних сил. Для ідентичних дисків, умов ґрунту, глибини та діапазону кутів атаки та нахилу сили ґрунту розраховуються на основі вимірних сил сівалки для кожної експериментальної установки, щоб визначити, як сила різання залежить від конфігурації диска. Кожну знайдену залежність слід обґрунтувати принципами механіки ґрунту або принаймні спробувати це зробити. Це обґрунтування можна виконати після аналізу експериментальних даних. Сила різання визначає, яка сила потрібна дисковому сошнику для розрізання ґрунту.

За експериментальними даними глибини 50 мм та швидкості 4 км/год (випробування а) Дано:

Кути: $\alpha = 7^\circ, \beta = 25^\circ$

Сили: $F_x = 250.9N, F_y = -389.3N, F_z = 173.3N$

Згадайте рівняння (2.11), яке показує наступне

$$\begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} = A(\alpha, \beta, \delta)^{-1} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{(\cos\beta\cos\alpha)}{\cos\delta} & \frac{(\sin\beta)}{\cos\delta} & \frac{(\cos\beta\sin\alpha)}{\cos\delta} \\ \frac{(-\cos\alpha\sin\beta\sin\delta - \cos\delta\sin\alpha)}{\cos\delta} & \frac{(\cos\beta\sin\delta)}{\cos\delta} & \frac{(-\sin\alpha\sin\beta\sin\delta + \cos\alpha\cos\delta)}{\cos\delta} \\ \frac{(\cos\alpha\sin\beta)}{\cos\delta} & \frac{(-\cos\beta)}{\cos\delta} & \frac{(\sin\alpha\sin\beta)}{\cos\delta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}$$

Припущення: $\delta = \delta_{avg} = 24^\circ$

Рішення:

З рівняння (2.11) отримуємо

$$F_c = -\frac{F_x\cos\alpha\sin\beta + F_z\sin\alpha\sin\beta - F_y\cos\beta}{\cos\delta} \quad (4.3)$$

$$F_c = -\frac{250.9\cos 7\sin 25 + 173.3\sin 7\sin 25 - (-389.3)\cos 25}{\cos 24} = 511.2N \quad (4.4)$$

На рис. 4.14 показано силу різання для глибини 50 мм та швидкості 4 км/год. Найбільш розумним складним кутом (ненульовий кут диска) для найменшої тяги є кут атаки 7 ° та кут нахилу 25 °.

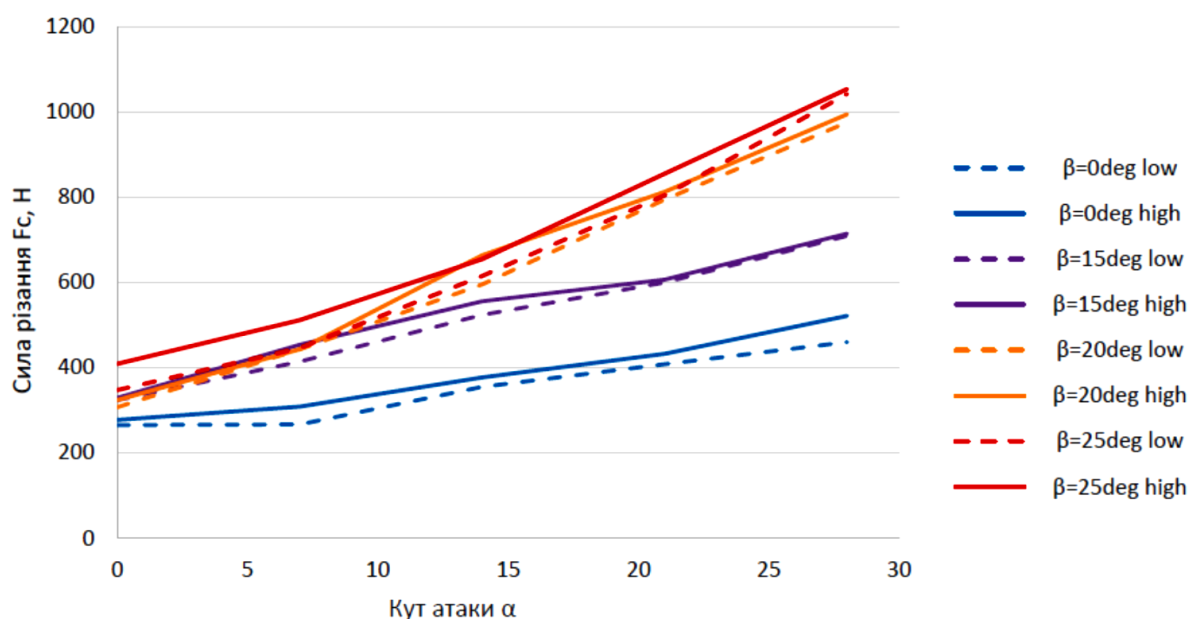


Рисунок 4.14 – Сила різання F_c , для диска (кут диска, α) із глибиною 50 мм, швидкість 4 км/год

Середнє значення мінімальної сили різання становить 511 Н. Сила різання, F_c , диска з кутами нахилу (0 °, 15 °, 20 °, 25 °) показано на рис. 4.14. Цей рис. показує, що сила різання, F_c , збільшується зі збільшенням кута диска для диска з глибиною 50 мм та швидкістю 4 км/год.

Сила різання, F_c , диска з кутами атаки (0 °, 7 °, 14 °, 21 °, 28 °) на глибині 50 мм дюйма та швидкості 4 км/год показано на малюнку 4.15. Цей рисунок показує, що сила різання, F_c , дещо збільшується зі збільшенням кута нахилу, особливо для меншого кута диска.

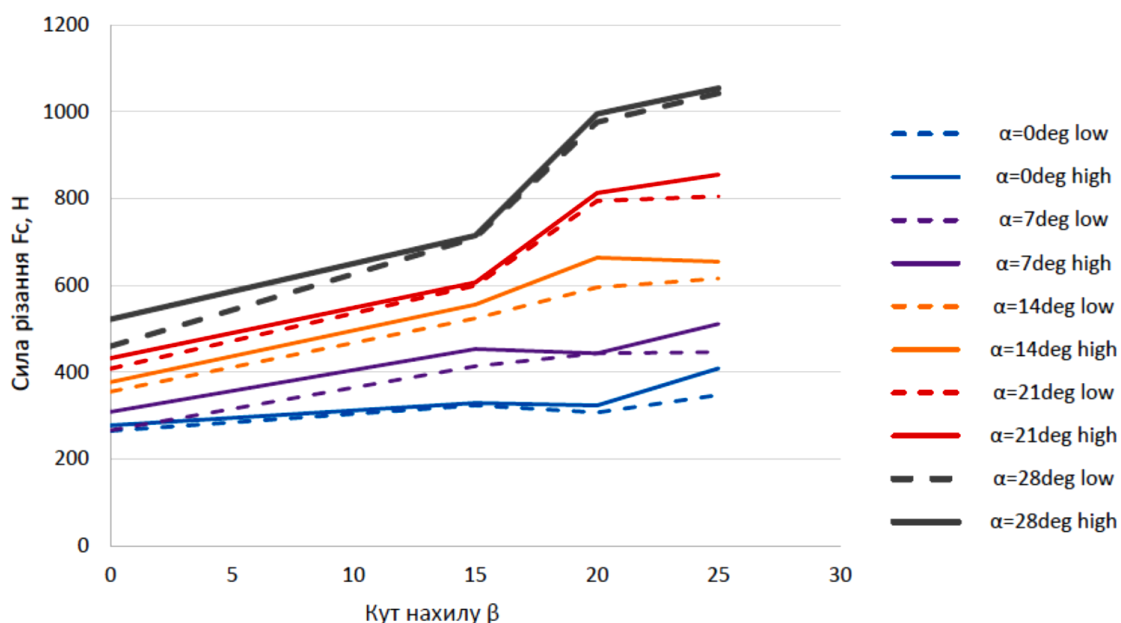


Рисунок 4.15 – Сила різання, F_c , для диска (кут нахилу, β) із глибиною 50 мм, швидкість 4 км/год

4.6 Висновки з розділу

Представлено опис частотного тестування дискового сошника. Встановлено, що фільтр низьких частот 2 Гц дозволяє усунути небажані низькочастотні шуми і вібрації сигналу.

Вивчено та проаналізовано вплив різних кутів атаки та нахилу на зусилля, що прикладаються до диска від ґрунту, за допомогою даних серії експериментів як для одного диска, так і для випробувань сівалки. Крім того, деякі випробування були повторені для підтвердження повторюваності даних. Проведено розрахунок сили різання за допомогою аналітичної моделі на основі даних вимірювань.

Представлені результати випробувань однієї з чотирьох груп даних, випробування одного диска зі швидкістю 50 мм та 4 км/год. Експериментальні дані представлені графічно, що показало тенденцію тягових сил. Встановлено, що кут атаки 7° та кута нахилу 25° забезпечив мінімальну тягу.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

У виробничій діяльності, пов'язаній з сільським господарством, однією з найважливіших аспектів є забезпечення безпеки працівників та дотримання вимог щодо охорони праці. Особливо актуальним це питання стає в умовах, коли мова йде про обслуговування сівалок. Надзвичайні ситуації, які можуть виникнути під час цієї роботи, можуть призвести до серйозних травм та навіть загибелі працівників. Отже, держава встановлює спеціальні закони та стандарти для забезпечення безпеки праці під час обслуговування сівалок.

Основним документом, який регулює питання охорони праці в Україні, є Кодекс законів про працю України. Згідно зі статтею 8 Кодексу, працівник має право на безпечні та нешкідливі умови праці. Це право включає в себе заходи, спрямовані на запобігання та мінімізацію можливих ризиків для здоров'я працівників. Щодо обслуговування сівалок, це означає, що роботодавці повинні забезпечити належний стан обладнання, надавати спеціальний захист для працівників і навчати їх правилам безпеки.

Додатково до загальних норм охорони праці, існують спеціальні стандарти та нормативи, які стосуються сільського господарства. Наприклад, ДСТУ ISO 45001:2018 «Системи управління охороною праці. Вимоги та керівництво по їх використанню» надає загальні вимоги до систем управління охороною праці, які можуть бути застосовані в аграрному секторі. Даний стандарт визначає процеси і підходи до забезпечення безпеки праці та включає в себе аналіз ризиків та розробку заходів щодо їх мінімізації.

При обслуговуванні сівалок особливу увагу слід звертати на такі аспекти охорони праці:

1. Технічний стан сівалок: Роботодавці повинні регулярно перевіряти технічний стан сівалок та проводити профілактичні роботи. Це допомагає уникнути аварійних ситуацій через поломки обладнання.

2. Освіта та навчання працівників: Робітники, які працюють з сівалками, повинні бути проінструктовані щодо правил безпеки та знати, як діяти в надзвичайних ситуаціях.

3. Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ): Працівники повинні бути обладнані відповідними ЗІЗ, такими як захисні окуляри, респіратори або відповідний одяг.

4. Екстрені плани: Роботодавці повинні розробити плани дій в разі виникнення надзвичайних ситуацій, таких як пожежа або аварія.

5. Моніторинг та аналіз ризиків: Постійний моніторинг ризиків та аналіз інцидентів допомагають удосконалювати систему безпеки.

Україна також має спеціальні норми та стандарти, які стосуються безпеки праці в сільському господарстві. Наприклад, «Правила безпечної експлуатації сільськогосподарської техніки» (ПБЕСГ) та «Інструкція з безпеки робіт на сільськогосподарській техніці» містять важливі вказівки та вимоги щодо охорони праці в аграрному секторі. Зокрема, ПБЕСГ встановлює загальні принципи охорони праці та вимоги до обладнання та технологічних процесів, що використовуються в сільському господарстві.

У відповідності до цих нормативних актів, роботодавці зобов'язані:

- Забезпечувати регулярний технічний огляд сівалок та іншої сільськогосподарської техніки, а також проводити їхню належну обслуговування.
- Запроваджувати інструкції та навчання для працівників щодо безпеки роботи з сівалками.
- Постачати працівникам необхідні Засоби Індивідуального Захисту, такі як захисні окуляри, відповідний одяг, взуття і головний убір.
- Розробляти екстрені плани і проводити навчання з їх виконання в разі виникнення надзвичайних ситуацій.
- Проводити систематичний моніторинг безпеки робіт та аналіз інцидентів для уникнення подібних ситуацій у майбутньому.

На додаток до законодавства та стандартів, слід зазначити, що інспектори Державної служби України з питань праці можуть перевіряти дотримання вимог

щодо охорони праці в сільському господарстві та на підприємствах, які використовують сільськогосподарську техніку, і вживати заходи в разі порушення цих вимог. Результатом таких перевірок можуть бути штрафи, а також призупинення робіт до усунення виявлених недоліків у системі безпеки.

У висновку, охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях при обслуговуванні сівалок є надзвичайно важливими аспектами в сільському господарстві. Дотримання законодавства та стандартів з охорони праці є обов'язковим і допомагає зберегти життя та здоров'я працівників. Роботодавці повинні приділяти належну увагу цим питанням, забезпечуючи належний технічний стан обладнання, навчання працівників та впровадження необхідних заходів для забезпечення безпеки роботи на сільськогосподарських підприємствах. Тільки це допоможе зменшити ризики і підвищити безпеку працівників у цій важливій галузі.

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Для порівняння між стандартними та модернізованими результатами та для оцінки вигідності впровадження обґрунтованих параметрів сошника сівалки для точного висіву зернових колосових культур, необхідно провести аналіз техніко-економічних показників. Цей аналіз дозволить визначити термін окупності модернізованої машини та оцінити очікуваний економічний вигідний результат від її використання.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що при раціональних параметрах сошника сівалки, її тяговий опір знижується на 14,3 %. При цьому швидкість посіву збільшено з 3,6 км/год до 4,0 км/год, тобто продуктивність збільшилася у 1,11 рази (табл. 6.1).

Отже, аналіз техніко-економічних показників та результатів експериментальних досліджень дозволив визначити переваги та можливий термін окупності модернізованої секції сівалки, які в порівнянні зі стандартними сприятимуть вдосконаленню сільськогосподарського виробництва та досягненню позитивного економічного впливу.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані до техніко-економічних розрахунків.

№	Параметр	Технологічна машина	
		базова	удосконалена
1	Обсяг робіт за рік, га	100	100
2	Продуктивність, га/год.	3,50	3,89
3	Витрати палива, кг/га	8,40	7,36
4	Вартість, грн:		
	- тяговий трактор	900000	900000
	- сівалка	360000	380000
	- всього	1260000	1280000
5	Кількість механізаторів, чол.	1	1

Згідно із завданням, яке було надане для виконання дипломного проекту, потрібно визначити кількість годин, які відповідають обсягу робіт:

— для базового:

$$K_{\text{НГ}} = \frac{W_{\text{СЕЗ}}}{W_{\text{ГОД}}} = 28,57 \text{ год.}$$

— для проєктного:

$$K_{\text{НГ}} = 25,71 \text{ год.}$$

Витрати на праці:

— для базового:

$$V_{\text{П}} = K_{\text{НГ}} \cdot n = 28,57 \cdot 1 = 28,57 \text{ люд.} \cdot \text{год}$$

— для проєктного:

$$V_{\text{П}} = 25,71 \cdot 1 = 25,71 \text{ люд.} \cdot \text{год}$$

Витрати на експлуатацію включають у себе витрати, які походять від основної та додаткової заробітної плати, амортизаційних відрахувань, витрат на паливо-мастильні матеріали, витрат на технічне обслуговування, ремонт та зберігання агрегату. Основна та додаткова заробітна плата з усіма відповідними внесками також входять у цей перелік витрат:

— для базового:

$$\Pi = \frac{C_{\text{Т}}}{W_{\text{ГОД}}} \cdot K_1 \cdot K_2 = (40/3,5) \cdot 1,2 \cdot 1,375 = 18,86 \text{ грн./га;}$$

— для проєктного:

$$\Pi = \frac{C_{\text{Т}}}{W_{\text{ГОД}}} \cdot K_1 \cdot K_2 = (40/3,89) \cdot 1,2 \cdot 1,375 = 16,97 \text{ грн./га;}$$

де: $C_{\text{Т}}$ — тариф оплати праці, грн/год;

$K_1 = 1,2$ — коефіцієнт врахування додаткової оплати праці (20 %);

$K_2 = 1,375$ — коефіцієнт для нарахування на соціальні витрати.

Амортизаційні відрахування визначаються відповідно до норм амортизації, які становлять 15 % для трактора і 12 % для сівалки. За нормативного режиму, трактор має працювати протягом 1000 годин на рік, а сівалка — 250 годин:

— для базового:

$$\text{Трактор: } A_{\text{ТР}} = 900000 \cdot 15 / (100 \cdot 1000 \cdot 3,5) = 38,57 \text{ грн/га}$$

$$\text{Сівалка: } A_{\text{М}} = 360000 \cdot 12 / (100 \cdot 1000 \cdot 3,5) = 12,34 \text{ грн/га}$$

– для проєктного:

$$\text{Трактор: } A_{\text{ТР}} = 900000 \cdot 15 / (100 \cdot 1000 \cdot 3,89) = 34,70 \text{ грн/га}$$

$$\text{Сівалка: } A_{\text{М}} = 360000 \cdot 12 / (100 \cdot 1000 \cdot 3,89) = 11,11 \text{ грн/га}$$

$$\text{Всього для базового: } A_{\Sigma} = 38,57 + 12,34 = 50,91 \text{ грн/га}$$

$$\text{Всього для проєктного: } A_{\Sigma} = 34,70 + 11,11 = 45,81 \text{ грн/га}$$

Витрати на паливо

– для базового:

$$V_{\text{ПММ}} = C_{\text{ПММ}} \cdot V_{\text{ПММ}} = 60 \cdot 8,4 = 504 \text{ грн./га}$$

– для проєктного:

$$V_{\text{ПММ}} = C_{\text{ПММ}} \cdot V_{\text{ПММ}} = 60 \cdot 7,36 = 441,6 \text{ грн./га}$$

Витрати на технічне обслуговування, ремонт і зберігання.

Норма витрат на технічне обслуговування, ремонт і зберігання: $\alpha_{\text{ТО}} = 11\%$ – норма відрахувань на технічне обслуговування; $\alpha_{\text{ТР}} = 8\%$ – норма відрахувань на ремонт; $\alpha_{\text{З}} = 0,2\%$ – норма відрахувань на зберігання.

Витрати на технічне обслуговування, ремонт і зберігання:

$$B = \frac{B_{\text{Б}} \cdot (\alpha_{\text{ТО}} + \alpha_{\text{З}} + \alpha_{\text{ТР}})}{100 \cdot K_{\text{НГ}} \cdot W_{\text{ГОД}}}$$

де $B_{\text{Б}}$ – балансова вартість, грн.

– для базового:

$$\text{Трактор: } B_{\text{ТР}} = 900000 (11+8+0,2) / (100 \cdot 28,57 \cdot 3,5) = 1728,08 \text{ грн./га}$$

$$\text{Сівалка: } B_{\text{ТР}} = 360000 (11+8+0,2) / (100 \cdot 25,71 \cdot 3,5) = 768,13 \text{ грн./га}$$

– для проєктного:

$$\text{Трактор: } B_{\text{ТР}} = 900000 (11+8+0,2) / (100 \cdot 28,57 \cdot 3,89) = 1554,83 \text{ грн./га}$$

$$\text{Сівалка: } B_{\text{ТР}} = 360000 (11+8+0,2) / (100 \cdot 25,71 \cdot 3,89) = 691,11 \text{ грн./га}$$

Всього по агрегатам:

– для базового:

$$B = B_{\text{ТР}} + B_{\text{М}} = 1728,08 + 768,13 = 2496,21 \text{ грн/га}$$

– для проєктного:

$$B = B_{\text{ТР}} + B_{\text{М}} = 1554,83 + 691,11 = 2245,94 \text{ грн/га}$$

Всього експлуатаційних витрат на 1 га:

– для базового:

$$E_B = 18,86 + 50,91 + 504 + 2496,21 = 3069,98 \text{ грн/га}$$

– для проєктного:

$$E_B = 16,97 + 45,81 + 441,6 + 2245,94 = 2750,32 \text{ грн/га}$$

Експлуатаційні витрати на обсяг робіт 100 га:

$$E_{\Sigma} = E_B \cdot W_{\text{СЕЗ}} = 3069,98 \cdot 100 = 306998 \text{ грн.}$$

$$E_{\Sigma} = E_B \cdot W_{\text{СЕЗ}} = 2750,32 \cdot 100 = 275032 \text{ грн.}$$

Капітальні вкладення на 1 га:

– для базового:

$$\text{Трактор: } K_B = \frac{B_B}{W_{\text{СЕЗ}}} = 900000/100 = 9000 \text{ грн/га}$$

$$\text{Сівалка: } K_B = 360000/100 = 3600 \text{ грн/га}$$

– для проєктного:

$$\text{Трактор: } K_B = 900000/100 = 9000 \text{ грн/га}$$

$$\text{Сівалка: } K_B = 380000/100 = 3800 \text{ грн/га}$$

Всього:

– для базового:

$$K_B = 9000 + 3600 = 12600 \text{ грн/га}$$

– для проєктного:

$$K_B = 9000 + 3800 = 12800 \text{ грн/га}$$

Приведені витрати на 1 га:

– для базового:

$$P_B = E_B + 0,15 \cdot K_B = 3069,98 + 0,15 \cdot 12600 = 4959,98 \text{ грн./га}$$

– для проєктного:

$$P_B = E_B + 0,15 \cdot K_B = 2750,32 + 0,15 \cdot 12800 = 4670,32 \text{ грн./га}$$

Приведені витрати на весь обсяг робіт:

– для базового:

$$P_{B\Sigma} = P_B \cdot W_{\text{СЕЗ}} = 4959,98 \cdot 100 = 495998 \text{ грн.}$$

– для проєктного:

$$\Pi_{B\Sigma} = \Pi_B \cdot W_{\text{CEЗ}} = 4670,32 \cdot 100 = 467032 \text{ грн.}$$

Строк окупності:

$$N = (495998 - 467032) / (306998 - 275032) = 28966 / 31966 = 0,9 \text{ рока}$$

В результаті економічного розрахунку встановлено, що питомий економічний ефект складає 319,66 грн/га. Враховуючи річний обсяг робіт в 100 га строку окупності складає 0,9 року. Результати економічного розрахунку демонструють ефективність модернізованого сошника сівалки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Наведені основні агротехнічні вимоги до сівби просапних культур. Проведено аналіз конструкцій технічних засобів для сівби просапних культур і встановлені основні переваги і недоліки дискових сошників. Проведено аналіз літературних джерел щодо оцінки роботи сошника сівалки. Більшість робіт, наведених у цьому огляді літератури, стосувалися моделювання механіки взаємодії диска з ґрунтом із формою диска, як у цьому дослідженні. Встановлено що тяговий опір можна зменшити за рахунок зміни кутів атаки і нахилу дискового сошника.

2. В результаті аналітичних досліджень представлено кілька ключових кроків для побудови аналітичної моделі. Визначено глобальну систему координат. Для полегшення аналізу було розроблено локальне перетворення для системи координат диска. Розроблено рівняння для різальної та нормальної сил (2.20). Причиною розробки аналітичної моделі є визначення сил у ґрунті без виконання комплексного аналізу із залученням механіки ґрунту. Сили ґрунту можна визначити за вимірними силами сівалки. Розроблено аналітичну модель, з якої сили ґрунту (N , F_r , F_c) можна розрахувати на основі вимірних сил (F_x , F_y , F_z).

3. Розроблена методика експериментальних досліджень з обґрунтування кута атаки та кута нахилу дискового сошника, які могли б призвести до мінімальної тяги. Спочатку було визначено параметри експерименту, потім було проведено серію випробувань, щоб дослідити сили, необхідні для витягування диска або сівалки в умовах контрольованого моделювання поля. Були виміряні тяга, вертикальна та бічна сила. Ґрунт був належним чином підготовлений відповідно до чотириетапної процедури підготовки, щоб забезпечити узгодженість умов тестування. Вимірювали вологість та твердість ґрунту (конусний індекс), які є основними факторами, що впливають на результати дослідів.

4. Вивчено та проаналізовано вплив різних кутів атаки та нахилу на зусилля, що прикладаються до диска від ґрунту, за допомогою даних серії експериментів як для одного диска, так і для випробувань сівалки. Крім того, деякі випробування були повторені для підтвердження повторюваності даних.

Проведено розрахунок сили різання за допомогою аналітичної моделі на основі даних вимірювань. Представлені результати випробувань однієї з чотирьох груп даних, випробування одного диска зі швидкістю 50 мм та 4 км/год. Експериментальні дані представлені графічно, що показало тенденцію тягових сил. Встановлено, що кут атаки 7° та кута нахилу 25° забезпечив мінімальну тягу.

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях при обслуговуванні сівалок є надзвичайно важливими аспектами в сільському господарстві. Дотримання законодавства та стандартів з охорони праці є обов'язковим і допомагає зберегти життя та здоров'я працівників. Роботодавці повинні приділяти належну увагу цим питанням, забезпечуючи належний технічний стан обладнання, навчання працівників та впровадження необхідних заходів для забезпечення безпеки роботи на сільськогосподарських підприємствах. Тільки це допоможе зменшити ризики і підвищити безпеку працівників у цій важливій галузі.

6. В результаті економічного розрахунку встановлено, що питомий економічний ефект складає 319,66 грн/га. Враховуючи річний обсяг робіт в 100 га строку окупності складає 0,9 року. Результати економічного розрахунку демонструють ефективність модернізованого сошника сівалки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Askari, M., & Khalifahamzehghasem, S. (2013). Draft force inputs for primary and secondary tillage implements in a clay loam soil. *World Applied Sciences Journal*, Vol.21, No.12, 1789-1794.
2. Chi, L., & Kushwaha, R. (1991). Three-dimensional, finite element interaction between soil and simple tillage tool. *Transactions of the ASAE*, Vol.34(2), 0361-0366.
3. Abu-Hamdeh, N. H., & Reeder, R. C. (2003). A nonlinear 3D finite element analysis of the soil forces acting on a disk plow. *Soil & Tillage Research*, Vol.74, No.2, 115-124.
4. Afify, M., Kushwaha, R., & Gerein, M. (2001). Effect of combined disc angle on soil force of coulter discs. *ASAE Meeting Paper*, No.01-1059, 1-14.
5. Coates, W. (2002, July). *Agricultural Machinery Management*. Retrieved from College of Agriculture and Life Science: <http://ag.arizona.edu/crop/equipment/agmachinerymgt.html>
6. Sahu, R., & Raheman, H. (2006). An approach for draft prediction of combination tillage implements in sandy clay loam soil. *Soil & Tillage Research*, Vol.90(1), 145-155.
7. Hettiaratchi, D., & Alam, M. (1997). Calculation, validation and simulation of soil reactions on concave agricultural disc. *Journal of Agriculture Engineering Research*, Vol.68, No.1, 63-75.
8. Al-Janobi, A., & Al-Suhaibani, S. (1998). Draft of primary tillage implements in sandy loam soil. *Applied Engineering in Agriculture*, Vol.14, N0. 4, 343-349.
9. Summers, J., Khalilian, A., & Batchelder, D. (1986). Draft relationship for primary tillage in Oklahoma soils. *Transactions of the ASAE*, Vol.29(1), 37-39.
10. Manuwa, S., & Ademosun, O. (2007). Draught and soil disturbance of model tillage tines under varing soil parameters. *Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal*, Vol.9,1-18.

11. Sahu, R., & Raheman, H. (2006). Draught prediction of agricultural implements using reference tillage tools in sandy clay loam soil. *Biosystems Engineering*, Vol.94(2), 275-284.
12. Gill, W., Reaves, C., & Bailey, A. (1980). The effect of geometric parameter on disk forces. *Transaction of the ASAE*, Vol.23(2), 266-269.
13. Singh, J., Ganguly, P., & Singh, K. (1978). Effect of soil and implement parameter on depth of penetration of a disc harrow. *Transactions of the ASAE*, Vol.21(4), 620-622.
14. Mclaughlin, N., Drury, C., Reynolds, W., Yang, X., Li, Y., Welacky, T., & Stewart, G. (2008). Energy inputs for conservation and conventional primary tillage implements in a clay loam soil. *Transactions of the ASABE*, Vol.51(4), 1153-1163.
15. Ahmad, D., & Amran, F. (2004). Energy prediction model for disk plow combined with a rotary blade in wet clay soil. *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 1, No. 2, 102-114.
16. Reaves, C., Gill, W., & Bailey, A. (1981). Influence of width and depth of cut on disk forces. *Transactions of the ASAE*, Vol.24(3), 572-578.
17. Gerber, W., Misener, G., & Campbell, A. (1994). An instrumentation system for the measurement of performance parameters of a no-till seeder. *Canadian Agricultural Engineering*, Vol.36, No.2, 79-84.
18. Kheiralla, A., Yahya, A., Zohadie, M., & Ishak, W. (2004). Modelling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia. *Soil & Tillage Research*, Vol. 78, 21-34.
19. Karmakar, S., Kushwaha, R., & Laugue, C. (2007). Numerical modelling of soil stress and pressure distribution on a flat tillage tool using computational fluid dynamics. *Biosystems engineering*, Vol. 97, 407-414.
20. Abbaspour-Gilandeh, Y., & Sedghi, R. (2015). Predicting soil fragmentation during tillage operation using fuzzy logic approach. *Journal of Terramechanics*, Vol. 57, 61-69.
21. Roul, A., Raheman, H., Pansare, M., & Machavaram, R. (2009). Predicting the draught requirement of tillage implements in sandy clay loam soil using an artificial

neural network. *Biosystems Engineering*, Vol. 104, 476-485.

22. Hettiaratchi, D. (1997). Predicting the draught requirements of concave agricultural disc. *Terramechanics*, Vol.34, No.3, 209-224.

23. Harrison, H., & Thivavarnvongs, T. (1976). Soil reacting forces from laboratory measurements with disks. *Canadian Agricultural Engineering*, Vol.18, No.1, 49-53.

24. Bowers, C. (1989). Tillage draft and energy measurements for twelve southeastern soil series. *Transactions of the ASAE*, Vol.32(5), 1492-1502.

25. Serrano, J., Peca, J., da Silva, M., Oinheiro, A., & Carvalho, M. (2007). Tractor energy requirements in disc harrow systems. *Biosystems Engineering*, Vol. 98, 286-296.

26. Hemmat, A., Adamchuk, V., & Jasa, P. (2008). Use of an instrumented disc coulters for mapping soil mechanical resistance. *Soil & Tillage Research*, Vol. 98, 150-163.

27. Kushwaha, R., Vaishnav, A., & Zoerb, G. (1986). Soil bin evaluation of disc coulters under no-till crop residue conditions. *Canadian Agricultural Engineering*, Vol.28, No.2, 85-90.

28. El-Shazly, M., Morad, M., Ali, M., & Wasfy, K. (2008). Optimization of disk plow performance under egyptian condition. *Misr Journal Agriculture Engineering*, 25(1): 15-37.

29. Plouffe, C., Lague, C., Tessier, S., Richard, M., & McLaughlin, N. (1999). Moldboard plow performance in a clay soil: simulations and experiment. *Transactions of the ASAE*, Vol. 42(6): 1531-1540.

30. Afify, M., Kushwaha, R., & Gerein, M. (2001). Effect of combined disc angle on soil force of coulters discs. *ASAE Meeting Paper*, No.01-1059, 1-14.

31. Chen, Y., Tessier, S., & Irvine, B. (2004). Drill and crop performances as affected by different drill configurations for no-till seeding. *Soil & Tillage Research*, Vol.77, No.2, 147-155.

32. Siemens, J., Weber, J., & Thornburn, T. (1965). Mechanics of soil as influenced by model tillage tools. *Transaction of the ASAE*, Vol.8(1), 1-7.

33. McKyes, E. (1978). The calculation of draft forces and soil failure boundaries of narrow cutting blades. *Transaction of the ASAE*, Vol.21(1),20-24.
34. Perumpral, J., Grisso, R., & Desai, C. (1983). A soil-tool model based on limit equilibrium analysis. *Transaction of ASAE*, Vol.26(4), 991-995.
35. Obermayr, M., Dressler, K., Vrettos, C., & Eberhard, P. (2011). Prediction of draft forces in cohesionless soil with the Discrete Element Method. *Journal of Terramechanics*, Vol.48, No.5, 347-358.
36. Onwualu, A., & Watts, K. (1998). Draught and vertical forces obtained from dynamic soil cutting by plane tillage tools. *Soil & Tillage Research*, Vol.48(4), 239-253.
37. Hashemi, A., Ahmad, D., Othman, J., & Sulaiman, S. (2012). Design, development and performance of a disk plow combined with rotary blades. *Materials Science and Engineering*, Vol.36, 1-8.
38. Saunders, C., Godwin, R., & O'Dogherty, M. (2000). Prediction of soil forces acting on mouldboard ploughs. *Fourth International Conference on Soil Dynamics*, Adelaide.
39. Alam, M. (1989). Soil reaction forces on agricultural disc implements. PhD Thesis. The University of Newcastle.
40. GEOL615. (2015). Retrieved from Some useful numbers on the engineering properties of materials (geologic and otherwise): <http://www.jsg.utexas.edu/tyzhu/files/Some-Useful-Numbers.pdf>
41. Яропуд В.М., Алієв Е.Б., Дацюк Д.А. Методика чисельного моделювання висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіненних культур. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021, Vol. 12, No 3, 121-127. DOI: 10.31548/machenergy2021.03.121
42. Яропуд В.М., Алієв Е.Б., Дацюк Д.А. Методика чисельного моделювання висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіненних культур. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021, Vol. 12, No 3, 121-127. DOI: 10.31548/machenergy2021.03.121
43. Aminzadeh, R. (2014). Modified design of precision planter for a robotic assistant farmer. MSc Thesis. University of Saskatchewan.

44. Aliiev, E., Tesliuk, H., Puhach, A., Kobets, O., Zolotovska, O., Boiko, V. (2023). Improving the work process efficiency of a tillage module for pre-sowing tillage. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (1 (124)), 60–71. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.284597
45. Дацюк Д. А., Яропуд В. М., Алієв Е. Б. Патент України на корисну модель 149682, МПК A01C 7/04 (2006.01), A01B 49/06 (2006.01). Висівний апарат селекційної сівалки дрібнонасінневих культур. Заявник: Вінницький національний аграрний університет, № u202101285. Заявл. 15.03.2021. Опубл. 01.12.2021, бюл. № 48.
46. Mardani, A., Shahidi, K., Rahmani, A., Mashoofi, B., & Karimmaslak, H. (2010). Studies on a long soil bin for soil-tool interaction. *A Long Soil Bin For Soil-Tool Interaction*, Vol.13, No.2, 5-10.
47. Armin, A. (2014). Mechanics of soil-blade interaction. PhD Thesis. University of Saskatchewan.
48. Aliev, E. B., Bandura, V. M., Pryshliak, V. M., Yaropud, V. M., Trukhanska, O. O. (2018). Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural industry. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Vol. 54, Nr. 1. P. 95-104 – ISSN 2068 – 4215.
49. Sjoerd, W. (2002). Diagnosing soil compaction using a penetrometer. Retrieved from PennState Extension: <http://extension.psu.edu/plants/crops/soil-management/soil-compaction/diagnosing-soil-compaction-using-a-penetrometer>
50. Nave, R. (2016). Fast Fourier Transform. (Georgia State University) Retrieved from <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/math/fft.html>
51. Aliiev, E., Gavrilchenko, A., Tesliuk, H., Tolstenko, A., Koshul'ko, V. (2019). Improvement of the sunflower seed separation process efficiency on the vibrating surface. *Acta Periodica Technologica, APTEFF*, 50, P. 12-22.
52. Aliiev E. Lupko K. Kobets O. (2023). Development of adaptive seed-separation trier for small-seeded crops. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II: Forestry. Wood Industry. Agricultural Food Engineering*. 16 (65), 1: 103–126. DOI: 10.31926/but.fwiafe.2023.16.65.1.8

53. Алієв Е. Б., Безверхній П. Є. (2023). Дослідження чинників погіршення точності висіву пневматичними сівалками. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2 (121): 51–61. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-6
54. Kozachenko O., Aliiev E., Sedykh K. Results of investigation of the spring shank disc harrow performance. *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, Vol. 83, Issue 4, 2021. 123–140. https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezabf_492985.pdf
55. Yaropud V., Honcharuk I., Datsiuk D., Aliiev E. The model for random packaging of small-seeded crops' seeds in the reservoir of selection seeders sowing unit. *Agraarteadus, Journal of Agricultural Science*, 2022, XXXIII (1): 199–208. DOI: 10.15159/jas.22.08
56. Aliieva O., Polyakov A., Aliiev E. (2022). Features of photosynthetic activity and water consumption of safflower. *Zemdirbyste-Agriculture*, 109 (2): 123–130. DOI: 10.13080/z-a.2022.109.016