

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**КУЛІШ ВАДИМ ВІКТОРОВИЧ**

**УДК 631.31**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКИ ВЗАЄМОДІЇ  
ДИСКОВОГО СОШНИКА З ҐРУНТОМ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр  
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання  
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело  
\_\_\_\_\_ Куліш В.В.

**Керівник роботи**

Савченко В.М.

кандидат технічних наук, доцент

**Житомир – 2023**

## АНОТАЦІЯ

**Куліш Вадим Вікторович. Дослідження механіки взаємодії дискового сошника з ґрунтом. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В магістерській роботі на основі аналітичної моделі було запропоновано оптимізовану модель. Побудовано залежності між силою тяги та параметрами диска при обмеженій ширині різання. Задача оптимізації була вирішена за допомогою процедури одновимірної графічної оптимізації, яка встановлює мінімальну силу тяги  $F_z$  з точки зору параметрів диска  $(\alpha, \beta)$ , в той час як ширина і глибина різання були обмежені.

За допомогою аналітичної моделі було визначено глобальну систему координат. Для зручності аналізу було розроблено локальне перетворення для системи координат диска. Сили, що йдуть від ґрунту, були відокремлені від сил, що тягнуть диск, за допомогою перетворення координат. Були розроблені рівняння для сил різання і нормальних сил. Сили ґрунту можна оцінити за вимірними силами сівалки. Це одна з переваг аналізу, оскільки їх важко виміряти експериментально. Це також дозволяє уникнути надзвичайно складного аналізу FEA із залученням механіки ґрунту для визначення сил у ґрунті.

*Ключові слова: сила, диск, ґрунт, координати, сівалка, опір.*

## ANNOTATION

**Kulish Vadym Viktorovych. Study of the mechanics of interaction of a disc coultter with soil.** – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.  
– Polissya National University, Zhytomyr, 2023.

In his master's thesis, he proposed an optimised model based on the analytical model. The dependencies between the traction force and the disc parameters at a limited cutting width were constructed. The optimisation problem was solved using a one-dimensional graphical optimisation procedure that sets the minimum thrust force  $F_z$  in terms of the disc parameters  $(\alpha, \beta)$ , while the cutting width and depth were limited.

The global coordinate system was defined using the analytical model. To facilitate the analysis, a local transformation was developed for the disc coordinate system. The forces coming from the soil were separated from the forces pulling the disc by means of a coordinate transformation. Equations for cutting forces and normal forces were developed. The soil forces can be estimated from the measured forces of the seed drill. This is one of the advantages of the analysis, as they are difficult to measure experimentally. It also avoids the extremely complex FEA analysis involving soil mechanics to determine the soil forces.

*Keywords: force, disc, soil, coordinates, seeder, resistance.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	22
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	36
ВИСНОВКИ.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	54

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Більшість опублікованих досліджень по темі магістерської роботи присвячені експериментальному визначенню сил (опору, підйому та бічних сил), що діють на диск при різанні ґрунту. Наприклад, залежність цих сил від діаметра та кутів нахилу диска, а також його швидкості досліджувалися в роботі Борака К.В. Було зроблено висновок, що на ефективність обробітку ґрунту, в тому числі на витрату палива, головним чином впливає сила опору, яка контролюється орієнтацією диска, представленою кутами нахилу та поворот диска. Ідентичні параметри різання борозни (тобто ширина і глибина) можуть бути досягнуті різними комбінаціями цих кутів. Очевидно, що найбільш бажаною є комбінація, яка б забезпечувала мінімальне зусилля опору на диск. Значна частина досліджень була спрямована на експериментальне встановлення оптимальної комбінації кутів, яка б мінімізувала сили опору при роботі диска. Сили опору для кутів нахилу в діапазоні  $15...25^\circ$  і для діапазону кутів нахилу дисків  $5...25^\circ$ .

Саме тому необхідно досліджувати сферичні, подвійної вгнутості та конічні диски з кутами нахилу диска  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  та  $45^\circ$ . Слід підкреслити, що всі ці відомі роботи були експериментальними, жодна з вищезгаданих робіт не мала аналітичних моделей для представлення механіки взаємодії дисків з ґрунтом. Основною метою досліджень у цій роботі є розробка саме такої аналітичної моделі та її перевірка при випробуваннях в ґрунтовому каналі.

**Об'єкт дослідження** – процес обробітку ґрунту дисковими сошниками.

**Предмет дослідження** – залежності зміни сил опору сівалки від конструктивних параметрів диска сошника та режимів роботи.

**Метою** роботи є побудова оптимізаційної моделі залежності між силою тяги та параметрами диска при обмеженій ширині різання за допомогою процедури одновимірної графічної оптимізації.

У зв'язку з поставленою метою в цій роботі вирішувалися такі науково-практичні завдання:

- розробити аналітичну модель для визначення зусиль у ґрунті без проведення складного аналізу із використанням положень механіки ґрунту;
- провести виробничу перевірку основних результатів досліджень та оцінити ефективність їх застосування.

**Методи наукового дослідження.** Дослідження проводилися на основі застосування методів кореляційного та регресійного аналізу, математичного моделювання, теорії планування експериментів, теорії ймовірностей і математичної статистики.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Савченко В., **Куліш В.** Методика дослідження взаємодії дискового сошника з ґрунтом. *Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 399-400.

2. Савченко В., **Куліш В.** Методика дослідження механіки взаємодії дискового сошника з ґрунтом у виробничих умовах. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-24 листопада 2023 р.)*. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 82-85.

3. Куліш В. Теоретичні дослідження взаємодії дискового сошника з ґрунтом. *Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції «Біоенергетичні системи»*. 15-17 листопада 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 34-36.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичний інтерес для виробництва представляє розроблена методика розрахунку сил опору сівалок оснащеними дисковими сошниками.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 18 найменувань.

Загальний обсяг роботи становить 55 сторінок комп'ютерного тексту, містить 35 рисунків і 5 таблиць.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

У даному розділі представлено спрощену аналітичну модель диска. Використовуються дві системи координат, одна з яких прив'язана до сівалки (глобальна), а друга – до диска (локальна). Розроблено перетворення координат, яке дозволяє аналізувати сили, що діють на систему диск-грунт-сівалка.

Основна мета полягає у визначенні взаємодії диск-грунт-сівалка з точки зору геометрії системи. Представлена тут модель відокремлює сили ґрунту, що діють на диск (взаємодія ґрунту з диском), від сили, що генерується сівалкою, яка тягне диск (взаємодія диска з сівалкою) [18].

Першим кроком цього підходу є визначення систем координат [18].

На рис. 1.1 показана орієнтація диска в глобальній системі координат XYZ (сівалка рухається в напрямку Z). Ця орієнтація задається кутом повороту диска  $\alpha$ , кутом нахилу  $\beta$  і глибиною  $d$ . Сили сівалки – це сили, що генеруються сівалкою для переміщення диска вперед (рис. 1.2) і визначаються силою тяги  $F_z$ , вертикальною силою  $F_y$  і бічною силою  $F_x$ . Моменти, необхідні для підтримки конфігурації диска, позначаються як  $M_x$ ,  $M_y$ , і  $M_z$ . Сили, що рухають диск, і моменти будуть вимірюватися шляхом встановлення на рамі диска тензодатчиків і калібрування за силою або крутним моментом [18].

Сили ґрунту – це сили, що представляють опір ґрунту, і їх важко виміряти експериментально. Вони визначаються нормальною силою  $N$ , силою тертя  $F_r$ , силою різання  $F_c$  (рис. 1.2 і рис. 1.3). Крім того кути  $\delta$ , сили різання і кут  $\gamma$ , від центру диска до точки різання визначають напрямок і частину прикладання сили. Вважається, що ґрунт штовхається вперед і в сторони нормальною до диска і тангенціальною складовою результуючої сили, в той час як сила різання ґрунту є результатом сил, прикладених на кромці в площині диска. При постійній глибині конфігурація диска впливає лише на точку прикладання сили  $F_c$ , але не на її величину [18].





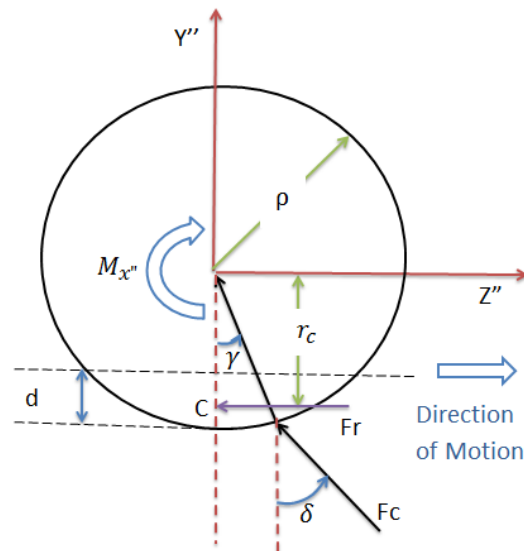


Рис. 1.3. Параметри диска в площині  $Y''-Z''$  [18].

Сили, що діють на ґрунт, в основному залежать від внутрішнього тертя ґрунту, зв'язності та тертя між диском і ґрунтом. Вони також залежать від об'єму ґрунту, який виштовхується вперед і вбік, що пов'язано з геометрією борозни. У цій роботі сили в ґрунті будуть визначатися на основі експериментально вимірених зусиль сівалки для кожного конкретного розміру/конфігурації (тобто  $\alpha, \beta$ ) [18].

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

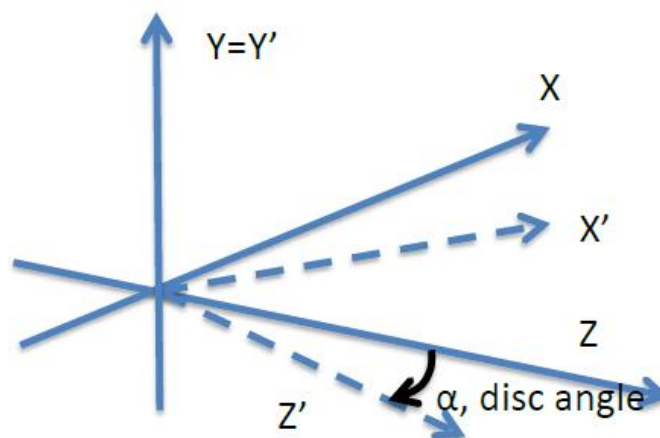


Рис. 1.4. Трансформація кута нахилу диска.

Спочатку вісь  $Y$  глобальної системи координат, показаної на рис. 1.1, повертається на диск на кут. Координати  $X, Y, Z$  можна перевести наступним чином (у формулі використовуються такі  $X, Y, Z$ ).

$$\begin{aligned} X' &= X \cos \alpha + Z \sin \alpha \\ Z' &= -X \sin \alpha + Z \cos \alpha \\ Y' &= Y \end{aligned} \quad (1.1)$$

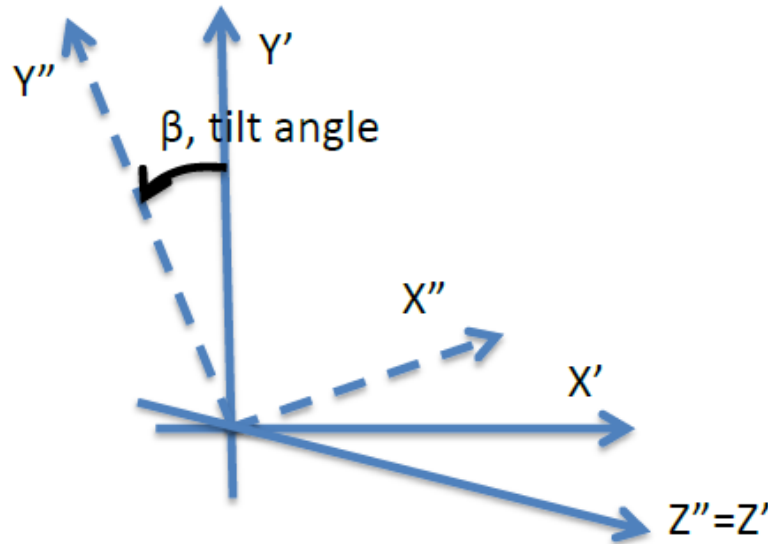


Рис. 1.5. Трансформація кута нахилу

Потім вісь  $Z'$  повертається на кут нахилу  $\beta$  при цьому координати  $X', Y', Z'$  переносяться в  $X'', Y'', Z''$  наступним чином.

$$\begin{aligned} X'' &= X' \cos \beta + Y' \sin \beta \\ Y'' &= -X' \sin \beta + Y' \cos \beta \\ Z'' &= Z' \end{aligned} \quad (1.2)$$

Координати  $X'', Y'', Z''$  прив'язані до диска, тому вони збігаються з локальною системою координат. Тоді, об'єднавши рівняння (1.1) і (1.2), глобальну систему координат можна перевести у локальну систему координат у вигляді:

$$\begin{aligned} X'' &= (X \cos \alpha + Z \sin \alpha) \cos \beta + Y \sin \beta \\ Y'' &= -(X \cos \alpha + Z \sin \alpha) \sin \beta + Y \cos \beta \\ Z'' &= -X \sin \alpha + Z \cos \alpha \end{aligned} \quad (1.3)$$

або, в матричній формі:

$$\begin{bmatrix} X'' \\ Y'' \\ Z'' \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

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

Формула перетворення (1.4) застосована до будь-якого вектора і може бути використана як компонент векторів сили та моменту. Перетворення компоненти сили полягає в наступному:

$$\begin{bmatrix} F_{x''} \\ F_{y''} \\ F_{z''} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

Де, як було визначено раніше, сили сівалки в глобальній системі координат - це  $F_x$  (бокова сила),  $F_y$  (вертикальна сила) і  $F_z$  (сила тяги). Тоді як сили  $F_{x'}$ ,  $F_{y'}$ ,  $F_{z'}$  в локальній системі координат пов'язані з силами ґрунту  $N$  (результуюча нормальна сила, що діє на диск),  $F_c$  (результуюча сила тертя в площині на диск) і  $F_r$  (результуюча сила різання, що діє на край диска).

З рис. 1.3 видно, що:

$$\begin{aligned} F_{x''} &= N \\ F_{y''} &= -F_c \cos\delta \\ F_{z''} &= F_r + F_c \sin\delta \end{aligned} \quad (1.6)$$

Сили локальної системи координат можна перевірити, що для  $\alpha = \beta = 0$  рівняння (1.5) має вигляд:

$$\begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (1.7)$$

Сила тяги  $F_z$ , вертикальна сила  $F_y$ , і бічні сили  $F_x$ , можуть бути визначені з рівняння (1.5) як:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = T^{-1} \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha\sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} \quad (1.8)$$

Або з наступного рівняння:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & -\sin\alpha & -\sin\alpha\sin\delta + \cos\alpha\sin\beta\cos\delta \\ \sin\beta & 0 & -\cos\beta\cos\delta \\ \cos\beta\sin\alpha & \cos\alpha & \cos\alpha\sin\delta + \sin\alpha\sin\beta\cos\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} \\ &= A(\alpha, \beta, \delta) \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1.9)$$

Для перевірки сил глобальної системи координат припустимо, що  $\alpha = \beta = 0$ , тоді рівняння (1.9) набуває вигляду:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\cos\delta \\ 0 & 1 & \sin\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

що є ідентичним рівнянню (1.7).

Як зазначалося, для заданих  $\alpha$  і  $\beta$  можна виміряти зусилля сівалки ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ), а потім обчислити зусилля на ґрунт ( $N$ ,  $F_r$ ,  $F_c$ ). Рівняння (1.9) можна обернути, щоб отримати:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} &= A(\alpha, \beta, \delta)^{-1} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\cos\beta\cos\alpha}{(-\cos\alpha\sin\beta\sin\delta - \cos\delta\sin\alpha)} & \frac{(\sin\beta)}{\cos\delta} & \frac{(\cos\beta\sin\alpha)}{\cos\delta} \\ \frac{(\cos\beta\sin\delta)}{\cos\delta} & \frac{(-\cos\beta)}{\cos\delta} & \frac{(-\sin\alpha\sin\beta\sin\delta + \cos\alpha\cos\delta)}{\cos\delta} \\ \frac{(\cos\alpha\sin\beta)}{\cos\delta} & \frac{(\sin\alpha\sin\beta)}{\cos\delta} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1.11)$$

Це ключове рівняння, яке використовується далі в аналізі розділу 3.

Сили на ґрунт ( $N$ ,  $F_r$ ,  $F_c$ ) будуть визначатися з експериментально вимірених сил на сівалку ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ) для заданих значень кутів нахилу дисків,  $\alpha$ , та кута нахилу,  $\beta$ . Зауважимо, що кут  $\delta$  в цьому рівнянні також невідомий. Ця проблема вирішується наступним чином.

Оскільки диск може обертатися навколо осі  $X''$  ( $M_{X''}$ ), співвідношення між силою тертя,  $F_r$ , і силою різання,  $F_c$ , наступне (див. рис. 1.2)

$$\sum M_{X''} = F_r r_c - F_c r \cos\delta \sin\gamma + F_c r \sin\delta \cos\gamma = 0 \quad (1.12)$$

Тоді з цього рівняння можна отримати:

$$F_r = \frac{1}{r_c} F_c \rho \sin(\gamma - \delta) \quad (1.13)$$

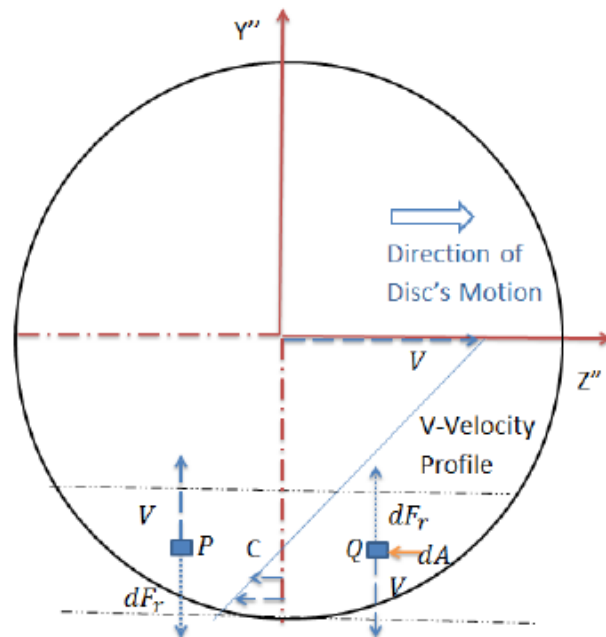


Рис. 1.6. Сила тертя

Однак, слід зазначити, що якщо диск вільно обертається, то сила тертя  $Fr$  близька до нуля. Це пояснюється тим, що миттєвий центр обертання диска, що обертається, при русі вперед приблизно знаходиться в точці  $C$ , тому відносна швидкість ґрунту в точці  $C$  близька до нуля. Очевидно, що в точці  $C$  будь-яка сила тертя,  $dFr$  (рис. 1.6), що діє на довільну площу  $dA$  диска, протидіє відносній швидкості  $V$  (диска відносно ґрунту). Наприклад, сили тертя  $dFr$  для точок  $P$  і  $Q$  будуть діяти в протилежних напрямках і практично врівноважуватимуть одна одну. Тому результуюча сила тертя, пов'язана з нормальною силою,  $N$ , близька до нуля, або, що еквівалентно, відповідний коефіцієнт тертя, визначений як  $\mu = Fr/N$ , також близький до нуля. Звернемо увагу, що коефіцієнт тертя,  $\mu$ , не такий, як для плуга, який рухається вперед, але не обертається.

Оскільки  $Fr \approx 0$ , то можна припустити, що  $\gamma = \delta$  (рівняння (1.7)), і (див. рис. 1.7) рівняння (1.7) дає:

$$\begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos \delta \\ F_c \sin \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (1.14)$$

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

$$F_x = N \quad (1.15)$$

$$F_y = -F_c \cos \delta \quad (1.16)$$

$$F_z = F_c \sin \delta \quad (1.17)$$

Рівняння (1.16) та (1.17) дають:

$$\frac{F_z}{F_y} = \frac{\sin \delta}{-\cos \delta} = -\tan \delta \quad (1.18)$$

Отже, кут різання,  $\delta$ , можна отримати з експерименту як

$$\delta = \tan^{-1} \left( -\frac{F_z}{F_y} \right) \quad (1.19)$$

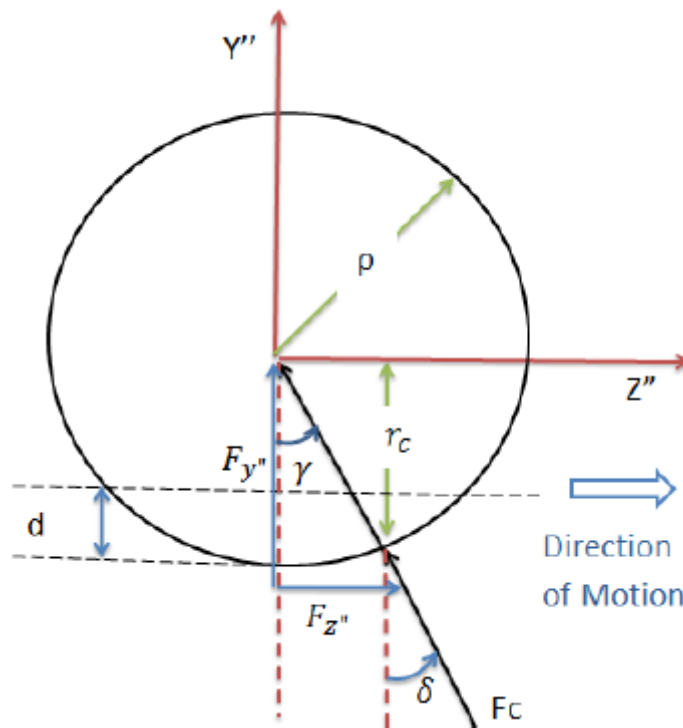


Рис. 1.7. Сила різання для  $Fr \approx 0$

У випадку, коли  $\delta \neq \gamma$ , тоді  $Fr \neq 0$  і  $\mu = Fr/N$  можна підставити в (1.9), щоб отримати:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \beta - \mu \sin \alpha & -\sin \alpha \sin \delta + \cos \alpha \sin \beta \cos \delta \\ \sin \beta & -\cos \beta \cos \delta \\ \cos \beta \sin \alpha + \mu \cos \alpha & \cos \alpha \sin \delta + \sin \alpha \sin \beta \cos \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_c \end{bmatrix} \\ &= B(\alpha, \beta, \delta, \mu) \begin{bmatrix} N \\ F_c \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1.20)$$

Також, замінюючи  $Fr = \mu N$  в рівнянні (1.9) матимем:

$$F_r = \frac{1}{r_c} F_c \rho \sin(\gamma - \delta) = \mu N \quad (1.21)$$

Тоді, з рівняння (1.21),  $F_c$  можна визначити як:

$$F_c = \frac{\mu r_c}{\rho \sin(\gamma - \delta)} N \quad (1.22)$$

Підставляючи рівняння (1.22) у рівняння (1.7), отримуємо:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\alpha \cos\beta - \sin\alpha \left[ \frac{\mu r_c \sin\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} + \mu \right] + \frac{\mu r_c \cos\alpha \sin\beta \cos\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \\ \sin\beta - \frac{\mu r_c \cos\beta \cos\delta}{\rho \sin(\gamma - \delta)} \\ \cos\beta \sin\alpha + \cos\alpha \left[ \mu + \frac{\mu r_c \sin\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \right] + \frac{\mu r_c \sin\alpha \sin\beta \cos\delta}{\rho \sin(\delta - \gamma)} \end{bmatrix} N \\ &= C(\alpha, \beta, \delta, \gamma, \mu, r_c, \rho) N \end{aligned} \quad (1.23)$$

Вектор моменту може бути перетворений аналогічно до вектора сили. А саме, використовуючи рівняння (1.4), моменти в глобальній та локальній системі координат пов'язані через рівняння:

$$\begin{bmatrix} M_{x''} \\ M_{y''} \\ M_{z''} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha \cos\beta & \sin\beta & \sin\alpha \cos\beta \\ -\cos\alpha \sin\beta & \cos\beta & -\sin\alpha \sin\beta \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (1.24)$$

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

Рівняння сили (1.5) перевіряється, якщо припустити, що  $\alpha = \beta = 0$  отримаємо:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\cos\delta \\ 0 & 1 & \sin\delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N \\ F_r \\ F_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N \\ -F_c \cos\delta \\ F_r + F_c \sin\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (1.25)$$

Тоді три рівняння мають вигляд:

$$F_x = N \rightarrow N = F_x \quad (1.26)$$

$$F_y = -F_c \cos\delta \rightarrow F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} \quad (1.27)$$

$$F_z = F_r + F_c \sin\delta \rightarrow F_r = F_z - F_c \sin\delta \quad (1.28)$$

Експериментальні дані, необхідні при використанні рівняння (1.19) для оцінки кута  $\delta$  для різних глибин при різних швидкостях, наведені в таблиці 1.1.



Ці дані були отримані для різних глибин  $\alpha = \beta = 0$  і різної ширини борозен. Вісім експериментальних досліджень наведені в таблиці нижче.

Таблиця 1.1 – Оцінка кута  $\delta$ .

Випробування	Параметри	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	F <sub>z</sub>	tan $\delta$	$\delta$	$\mu'$
1	глибина = 2 см, швидкість = 3 км/год	133	-343	91	0.377	21	0.134
2		146	-353	109	0.430	22	0.0363
3	глибина = 3 см, швидкість = 3 км/год	199	-369	134	0.460	25	0.0196
4		166	-346	131	0.493	26	0.0706
5	глибина = 2 см, швидкість = 5 км/год	341	-335	137	0.430	22	0.0340
6		336	-318	143	0.449	24	0.0049
7	глибина = 3 см, швидкість = 5 км/год	318	-386	143	0.498	26	0.0698
8		196	-399	141	0.471	25	0.0390
	середнє $\delta$					24	

Вони  $\delta$  показані на рис. 1.8. З графіка можна зробити висновок, що  $\delta$  не сильно змінюється, хоча збільшення швидкості та/або збільшення глибини дещо збільшує цей кут.

Середнє значення цих 8 різних треків використовується в подальших ручних обчисленнях; це означає, що  $\delta$  кут ( $\delta_{avg} = 24$ ) припускається сталою для решти експериментальних даних. Наслідки цього припущення коротко обговорюються далі.

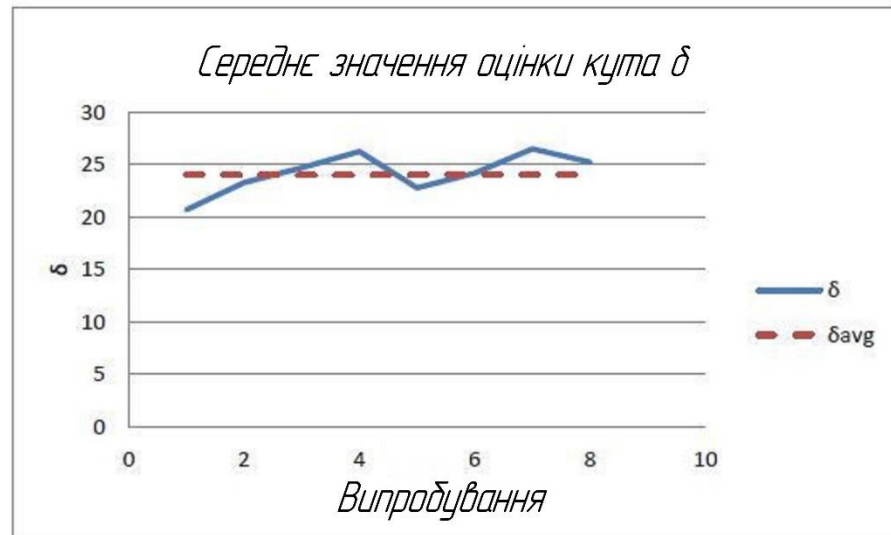


Рис. 1.8. Вимірювання  $\delta$  (з таблиці 2.1)

Наприклад, у досліді 6 були отримані експериментальні дані (глибина 2 см і швидкість 5 км/год), в яких  $\delta_6 = 24^\circ$  (так само, як і в середньому  $\delta$ )

$$N = F_x = 237N \quad (1.29)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-317.7)}{\cos 24} = 348N \quad (1.30)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 142.6 - 347.8 \sin 24 = 1.15N \quad (1.31)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|1.151|}{236.4} = 0.0049 \quad (1.32)$$

Однак, якщо проаналізувати дослідження 1 і  $\delta_{avg} = 24^\circ$  використовується замість  $\delta_1 = 21^\circ$  з експерименту, то:

$$N = F_x = 122N \quad (1.33)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-242.2)}{\cos 24} = 265N \quad (1.34)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 91.40 - 265.1 \sin 24 = -16.4N \quad (1.35)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|-16.43|}{122.2} = 0.134 \quad (1.36)$$

Аналогічно, для випробування 2 ( $\delta_2 = 23^\circ$ ) дані експериментальних випробувань генерують

$$N = F_x = 146N \quad (1.37)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-253.4)}{\cos 24} = 277N \quad (1.38)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 109.0 - 277.4 \sin 24 = -3.82N \quad (1.39)$$

$$\mu' = \frac{|F_r|}{N} = \frac{|-3.821|}{145.5} = 0.0263 \quad (1.40)$$

Однак для дослідження 4, в якому  $\delta_4 = 26^\circ$  отримуємо:

$$N = F_x = 166N \quad (1.41)$$

$$F_c = \frac{-F_y}{\cos\delta} = \frac{-(-246.3)}{\cos 24} = 270.N \quad (1.42)$$

$$F_r = F_z - F_c \sin\delta = 121.4 - 269.6 \sin 24 = 11.7N \quad (1.43)$$

$$\mu' = \frac{F_r}{N} = \frac{11.74}{166.3} = 0.0706 \quad (1.44)$$

Аналогічно, розраховані коефіцієнти тертя  $\mu'$  для інших випадків наведені в останньому стовпчику таблиці 1.1.

Слід зазначити, що  $F_r > 0$  для  $\delta_i > \delta_{avq}$  (сила тертя спрямована проти напрямку руху), тоді як  $F_r < 0$  для  $\delta_i < \delta_{avq}$  (сила тертя діє в напрямку руху). Звідси можна зробити висновок (див. рівняння 1.13): для  $\delta_i < \delta_{avq}$  слід вважати, що, тоді як для  $\gamma < \delta_{avq}$  слід вважати, що  $\delta_i > \delta_{avq}$  для того, щоб знову отримати  $F_r \approx 0$ . Слід також зазначити, що  $\mu'$  в таблиці 1.1 можна вважати невеликим порівняно з  $\mu' \approx 0,6$ , яке зазвичай використовується при оранці неповоротними знаряддями.

У цьому розділі розроблено аналітичну модель. З цієї моделі визначено сили в ґрунті,  $N$ ,  $F_c$ ,  $F_r$  можна розрахувати на основі вимірних зусиль  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ . Наступним кроком процесу є дослідження доступної літератури для подібних типів параметрів і функцій, які використовуються в цьому дослідницькому проекті.

Більшість опублікованих досліджень, які ми розглянули, були присвячені експериментальному визначенню сил (опору, підйому та бічних сил), що діють на диск при різанні ґрунту. Наприклад, залежність цих сил від діаметра та кутів нахилу диска, а також його швидкості досліджували в роботі. Взаємозв'язок між зусиллями на диску та глибиною/швидкістю різання представлено в роботі. Було зроблено висновок, що на ефективність обробітку ґрунту, в тому числі на витрату палива, головним чином впливає сила опору, яка контролюється орієнтацією диска, представленою кутами нахилу та поворот диска. Ідентичні параметри різання борозни (тобто ширина і глибина) можуть бути досягнуті різними комбінаціями цих кутів. Очевидно, що найбільш бажаною є комбінація, яка б забезпечувала мінімальне зусилля на диск. Значна частина досліджень була спрямована на експериментальне встановлення оптимальної комбінації кутів, яка б мінімізувала сили опору при роботі диска. Сили опору для кутів нахилу в діапазоні  $15-25^\circ$  і для діапазону кутів нахилу дисків  $5-25^\circ$ .

У роботі досліджувалися сферичні, подвійної вгнутості та конічні диски з кутами нахилу диска  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  та  $45^\circ$ . Слід підкреслити, що всі ці роботи були експериментальними, жодна з вищезгаданих робіт не мала аналітичних моделей для представлення механіки дисків. Основною метою досліджень у цій роботі є розробка саме такої аналітичної моделі та її перевірка на ґрунтових випробуваннях.

В опублікованій літературі зусилля на диску були отримані переважно експериментальними методами. Результати, представлені різними авторами, не особливо узгоджуються, швидше за все, через невідповідність властивостей ґрунту в експериментах. В літературі були спроби отримати аналітичні моделі, які пов'язують зусилля з базовою геометрією диска та умовами різання. Математичні моделі були розроблені в багатьох роботах. Сили, що діють на ґрунт, розглядалися з точки зору геометрії контактних поверхонь дисків і реакцій ґрунту, які діють на них. Найскладнішим завданням при такому підході була коректна характеристика властивостей ґрунту. Сили, що діють на диски,

також можуть бути проаналізовані за допомогою чисельних моделей кінцевих елементів. Ці моделі були зосереджені в основному на моделюванні складної поведінки ґрунту і були б досить громіздкими в проектних додатках.

### **Висновки по розділу**

У цьому розділі було представлено низку ключових кроків для побудови аналітичної моделі. Було визначено глобальну систему координат. Для зручності аналізу було розроблено локальне перетворення для дискової системи координат. Рівняння (1.20) для ріжучих та нормальних сил. Причиною розробки аналітичної моделі є визначення зусиль у ґрунті без проведення складного аналізу із залученням механіки ґрунту. Висновок, зроблений тут, полягає в тому, що сили в ґрунті можуть бути визначені на основі виміряних зусиль сівалки. У наступному розділі описано процедуру тестування для експериментального вимірювання зусиль сівалки в лабораторії для кожного конкретного розміру/конфігурації диска (тобто  $\alpha, \beta$ ) та отриманої глибини і ширини канавки.

## РОЗДІЛ 2

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

У цьому розділі пояснюються експериментальні налаштування як для випробувань диска, так і для випробувань модифікованої сівалки. Спочатку було випробувано один диск. Потім було випробувано модифіковану сівалку, використовуючи інформацію, отриману під час випробувань з одним диском. Визначення налаштування диска, налаштування сівалки, підготовка ґрунту та процедури випробувань диска і сівалки будуть описані в наступних розділах.

На ефективність роботи диска при взаємодії з ґрунтом впливає багато параметрів, включаючи діаметр диска, товщину диска, кут нахилу кромки, кут нахилу диска, кут нахилу та глибину різання. Гострота, що створюється кутом нахилу диска та кутом нахилу, може змінювати сили, що діють на диск під час різання ґрунту. Для того, щоб диск відкривав борозну достатньо широку, щоб в неї помістилося насіння, кут нахилу диска повинен бути більшим за нуль. Основною перевагою ненульового кута нахилу є зменшення сили тяги. В ідеалі, сили реакції повинні дорівнювати нулю для диска з нульовим кутом і кутом нахилу. Виміряні результати невеликі, і вони ненульові для цих умов, тому що інші параметри впливають на сили реакції на диску. Ці інші фактори можуть бути пов'язані з допуском на виготовлення деталей, допуском на складання та варіаціями ґрунту. Вони не будуть досліджуватися тут.

Дві серії експериментів (з дисками та саджалками) були розроблені та проведені в ґрунтовому бункері НУБіП. Перед проведенням експериментів ґрунт був належним чином підготовлений за розробленою методикою. Метою експериментальних випробувань дисків було знайти найкращу комбінацію диска і кута нахилу, що забезпечує мінімальну силу тяги. Після того, як ключові параметри були обрані для одного диска, випробування були проведені на сівалці, щоб вивчити продуктивність для декількох вибраних умов роботи.

Всі випробування проводилися при постійній швидкості руху диска вперед. Діаметр диска становив 460 мм, глибина різання – 50,8 мм або 76,2 мм, а швидкість – 4,83 км/год або 5 миль на годину (8,05 км/год). Це пов'язано з тим, що розроблена сівалка, яка використовується в цьому дослідженні, має такий самий діаметр 18,1 дюйма (460 мм); експериментальні випробування сівалки можна порівняти з експериментальними випробуваннями диска завдяки однаковому діаметру диска, глибині та швидкості. Серія експериментальних випробувань була проведена на диску з різними кутами нахилу і кутами повороту диска в різних комбінаціях. Іншими словами, кути нахилу і різні кути нахилу диска були підібрані таким чином, щоб забезпечити бажану ширину захвату при заданій глибині і швидкості, щоб досягти мети - знайти найкращу комбінацію кута нахилу диска і кута нахилу, яка призведе до мінімального тягового зусилля [16].

Випробування також проводилися на модифікованій сівалці для вивчення тих самих ефектів. Сівалка має складний кут нахилу диска  $7^\circ$  та  $25^\circ$  кут нахилу, а також той самий діаметр диска 460 мм. Такі експериментальні випробування дозволили зрозуміти продуктивність сівалки, орієнтованої на різні умови роботи.

У наступному розділі описано налаштування одного диска та налаштування для випробування диска в сівалці [16].

Орієнтація кутів нахилу та повороту диска показана на рис. 2.1. Кут нахилу,  $\beta$ , знаходиться між площиною диска та віссю Y (вертикаль). Кут розвороту диска,  $\alpha$ , знаходиться між площиною диска і віссю Z (горизонтальною). Кут нахилу диска формує ширину борозни [16].

Експериментальне дослідження взаємодії ґрунту з диском було виконано з урахуванням впливу швидкості руху диска, глибини різання та ширини захвату. Для дискового сошника було визначено план експерименту (DOE), який охоплював такі параметри випробувань: глибина обробітку та швидкість [16].

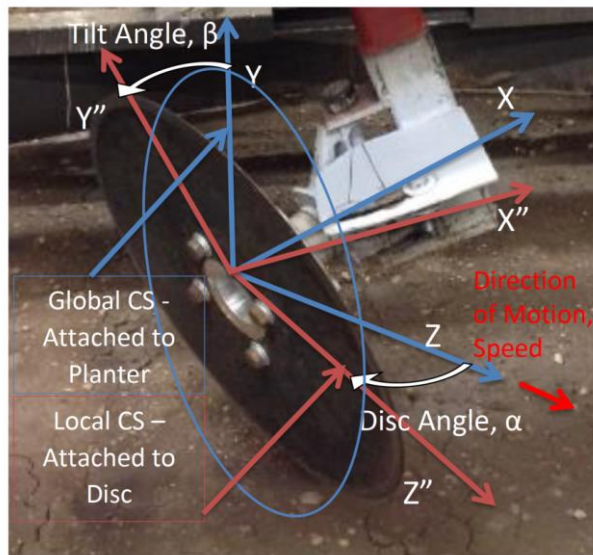


Рис. 2.1. Орієнтація диска та кута нахилу [16].

Експериментальне дослідження взаємодії ґрунту з диском було виконано з урахуванням впливу швидкості руху диска, глибини різання та ширини захвату. Для дискового сошника було визначено план експерименту (DOE), який охоплював такі параметри випробувань: глибина обробітку та швидкість [16].

Таблиця 2.1 – Параметри випробування диска/сівалки [16, 17].

№	Глибина обробітку, мм	Швидкість км/год
1	51	5
2	51	8
3	75	5
4	75	8

Зазвичай після завершення підготовки ґрунту дисковий сошник приєднували до каретки з обраним кутом нахилу диска та кутом нахилу для проведення експериментів. Нульова точка глибини встановлювалася шляхом опускання диска до тих пір, поки він не торкнеться поверхні ґрунту. Потім вимірювалася глибина різання нижче цієї нульової точки. Для руху каретки вперед натискалася кнопка запуску [16].

Дані записувалися з моменту активації першого пускового вимикача до моменту досягнення кінцевого вимикача. Кнопка "Стоп" натискалася для



зупинки каретки до того, як вона досягала кінця бункера для ґрунту. Ця процедура також була застосована до випробування сівалки [16].

Сили тяги, вертикальні сили і бічні сили, що діють на інструмент, вимірювалися за допомогою шести тензодатчиків в трьох ортогональних напрямках (горизонтальному, вертикальному і бічному). Регульовані кути нахилу ( $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ) і кути нахилу диска ( $0^\circ$ ,  $7^\circ$ ,  $14^\circ$ ,  $21^\circ$ ,  $28^\circ$ ) були обрані таким чином, щоб отримати бажану ширину різання для заданого плану експерименту [16].

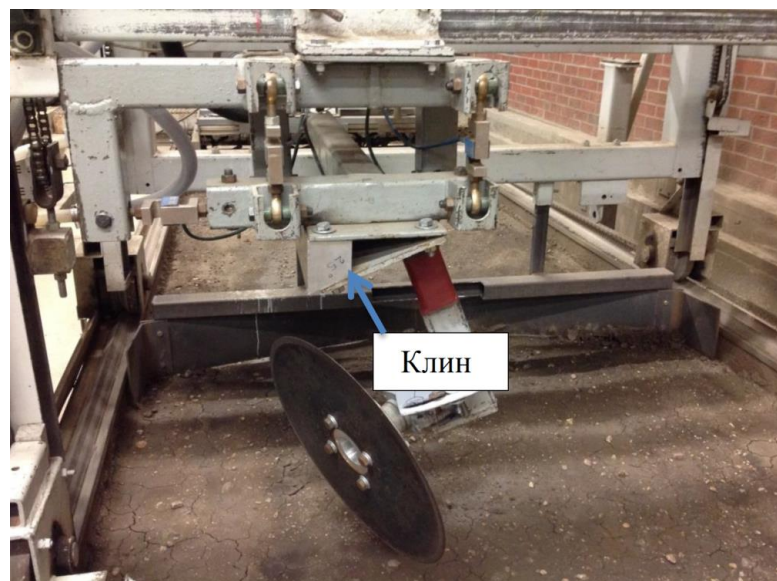


Рис. 2.2. Використання клина для встановлення кута нахилу [16].

Диск був прикріплений до каретки за допомогою регульованої з'єднувальної ланки для встановлення кута нахилу диска, як показано на рис. 2.2. Для встановлення кута нахилу між болтовими пластинами використовувалися клини з різними кутами нахилу. На рис. 2 показано умову, за якої регульована з'єднувальна ланка була встановлена під кутом диска  $0^\circ$ , а кут нахилу становив  $25^\circ$  [16].

У попередньому розділі було описано налаштування параметрів лише дискового сошника. У цьому розділі представлені налаштування, коли дисковий сошник інтегрований в секцію сівалки. Випробувана сівалка здатна висівати насіння. Можна виміряти тягу, вертикальні та бічні зусилля і порівняти їх з результатами інших доступних комерційних сівалок. Був розроблений механізм

з'єднання, щоб сівалку можна було безпосередньо з'єднати з кареткою бункера для ґрунту [16].

За допомогою цього методу були виміряні всі сили на сівалку, включаючи тягу, вертикальну і бічну сили. Ця сівалка (рис. 2.3) була розроблена в робототехнічній лабораторії.

Для розробленої сівалки були організовані експериментальні випробування з метою вивчення експлуатаційних характеристик для різних умов роботи. На сівалці був проведений ДОЕ. Він охоплював такі параметри, як глибина та швидкість (табл. 2.1). Значення параметрів при випробуваннях сівалки були обрані такими ж, як і в таблиці 2.1 для випробування диска [17].



Рис. 2.3. Розроблена секція сівалки [17].

Для того, щоб зрозуміти взаємодію диска з ґрунтом і спроектувати робочий орган для механізму сівалки, необхідно було дослідити зусилля, що виникають при використанні розробленої сівалки. Дослідження ґрунтувалися на представленій тут моделі (рис. 2.4), яка розділяла сили, що надходять від ґрунту (сили ґрунту) і сили, що тягнуть диск (сили диска). Як і у випадку випробувань з одним диском, зусилля на диск вимірювали під час серії експериментів з нахилом і кутом нахилу диска, які проводили польових умовах. Виміряні дані

сили потім були використані для визначення параметрів для зменшення сили опору. Цей процес був використаний для пошуку найкращої комбінації нахилу та кута диска для забезпечення мінімальної сили опору. Подальша розробка сівалки може бути продовжена після оптимізації орієнтації дисків [17].

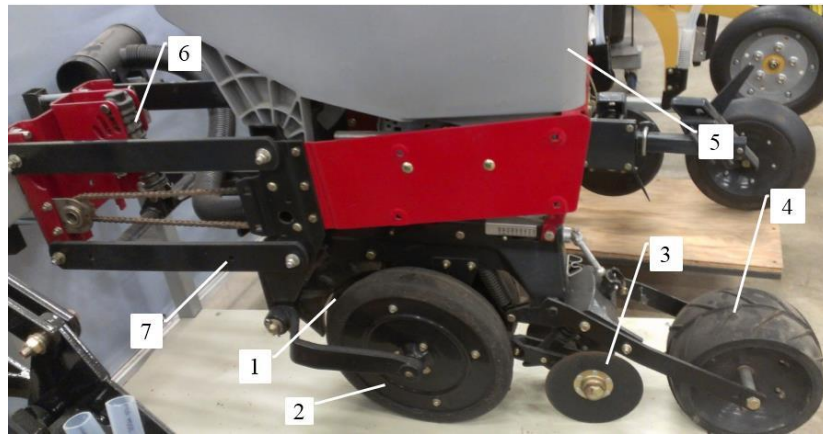


Рис. 2.4. Будова дослідної секції: 1 – дисковий сошник, 2 – копіювальне колесо, 3 – ґрунтообробний диск, 4 – прикочувальне колесо, 5 – насінневий бункер, 6 – пружина амортизатора, 7 – паралелограмний зчпний пристрій.

Для досліджень використовувалася модифікована сівалка СНН. Необхідні подальші вдосконалення сівалки, включаючи переробку декількох механізмів і розрахунки, що підтверджують зміни були проведені на підготовчих роботах. Випробувана сівалка була сформована з двох сівалок з дисками і кутами нахилу, які були дзеркально відображені один відносно одного. Дві сівалки з дзеркальними кутами нівелюють бічну силу на з'єднання і дозволяють мобільному енергетичному засобу тягнути їх прямо з меншим опором. Кожна сівалка була з'єднана сімома основними частинами, як показано на рис. 2.2 [17].

Функції складових частин, показаних на рисунку 2 наступні:

1. Дисковий сошник – це ґрунтозаглиблюючий компонент, який відкриває борозну, розрізаючи і відсуваючи ґрунт убік. Диск є більш точним і ефективним на полях з великою кількістю пожнивних решток, ніж інші борозноутворювачі, такі як відвал; також він потребує меншої сили тяги і створює менше порушень в ґрунті. Однак диск має менший термін служби через малу товщину і осьове обертання порівняно з іншими борозноутворювачами [17].

2. Копіювальне колесо в основному використовується в парі з дисковим сошником в посівних механізмах для забезпечення точності по глибині загортання насіння. Зазвичай воно встановлюється збоку від диска. Його висоту можна змінювати і налаштовувати для отримання потрібної глибини [17].

3. Ґрунтозакриваючий диск закриває насіння ґрунту після посіву [17].

4. Процес засипання ґрунту назад у борозну після того, як насіння потрапило в ґрунт, називається прикочуванням. Насіння повинно бути правильно зашпакльоване в повному контакті з ґрунтом, щоб прорости і не бути винесеним вітром. Диск, що закриває ґрунт, закриває насіння після висіву, а прикочуюче колесо є компонентом прикочування ґрунту [17].

5. Насіннєвий бункер – це місце, де знаходиться насіння [17].

6. Амортизаційна пружина повинна бути розроблена для механізму висіву, щоб уникнути ударних навантажень, що прикладаються до ґрунтозаглиблювального інструменту, таких як каміння в ґрунті, що викликає великі навантаження. Ця система пружин дає можливість висівному механізму підніматися і опускатися під час руху по полю [17].

7. Паралелограмна система і система пробного важеля – це два типи механізмів для контролю глибини борозни. Система з пробним важелем простіша, дешевша і легша, ніж паралелограмний механізм, але вона не забезпечує достатньої точності контролю глибини і притискного зусилля. Паралелограмна система в основному використовується для контролю глибини борозни завдяки своїй точності, простоті управління і більшій жорсткості при більшій міцності. Однак ця система складніша і дорожча, ніж інші системи. Вона також потребує більше місця і важча, ніж інші системи [17].

Було проведено багато експериментальних випробувань з метою вивчення продуктивності модифікованої сівалки СНН за різних умов роботи. Сівалка була прикріплена до каретки за допомогою розробленої частини кріплення, показаної на рис. 2.5. План експериментів охоплював роботу сівалки на різних глибинах і швидкостях, як показано в табл. 2.2 [17].



Рис. 2.5. Розроблена сівалка, прикріплена до візка

Сили, що діють на різні робочі органи, були виміряні в бункері для ґрунту в лабораторії ЖАТФК. Ґрунт, що використовувався в бункері, складається з мулу, глинистого суглинку, 47% піску, 24% мулу і 29% глини на глибині близько 0,3 м. Розміри ґрунтового бункера становлять 1,8 м завширшки і 9 м завдовжки (рис. 2.6).

Для переміщення каретки використовується система електроприводу за допомогою двох ланцюгів; каретка здатна випробовувати прототипи інструментів під час кожного проходу. Випробувальні інструменти на рухомій каретці тягнуть або штовхають у ґрунтовому каналі за допомогою системи ланцюгового приводу. Для оцінки зусиль бажана постійна швидкість. Через зміну швидкості під час розгону обладнання до потрібної швидкості, ця ділянка часу розгону не використовується для збору даних. Середня частина бункера для ґрунту, приблизно 5,7 м, де каретка рухається з постійною швидкістю, використовується для вимірювання зусиль.

Робочі органи прикріплені до каретки. Каретка (показана на рис. 2.7) може пересуватися вздовж бункера на чотирьох сталевих колесах по двох рейках, по одному з кожного боку бункера. Він приводиться в дію електродвигуном з електромагнітною муфтою, що забезпечує механічну силу для переміщення каретки по ланцюгу. Використовується для транспортування інструментів для підготовки ґрунту і тягне навісний інструмент для вимірювання зусиль.

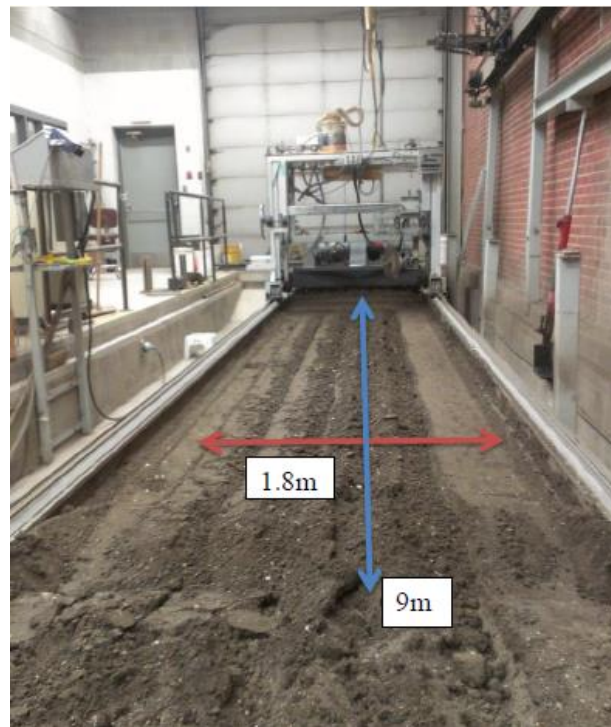


Рис. 2.6. Грунтовий канал

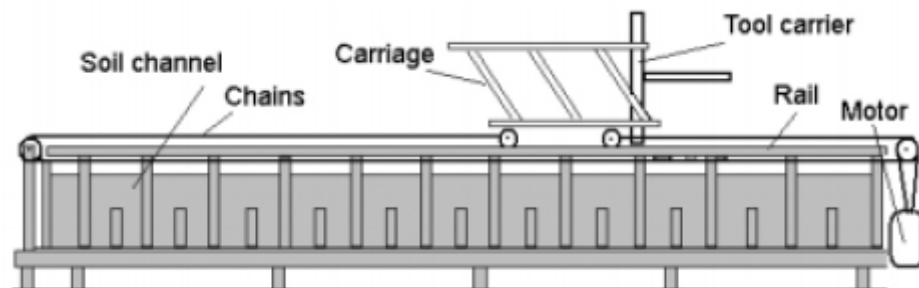


Рис. 2.7. Принципова схема ґрунтового каналу ЖАТФК.

Процедура підготовки ґрунту була розроблена і використовувалася для кожного запуску випробувального стенду. Ґрунтообробне знаряддя з'єднане з кареткою, яка охоплює всю ширину бункера для ґрунту. Швидкість каретки, запуск, зупинка і напрямок руху каретки контролюються за допомогою панелі управління (рис. 2.8).

Першим кроком підготовки ґрунту є розпилення води на ґрунт, щоб збільшити вміст води до бажаного для ґрунту рівня. Вміст вологи в ґрунті повинен залишатися незмінним протягом усього експерименту. Другим кроком підготовки ґрунту є приєднання ротаційного розпушувача до каретки (рис. 2.9).

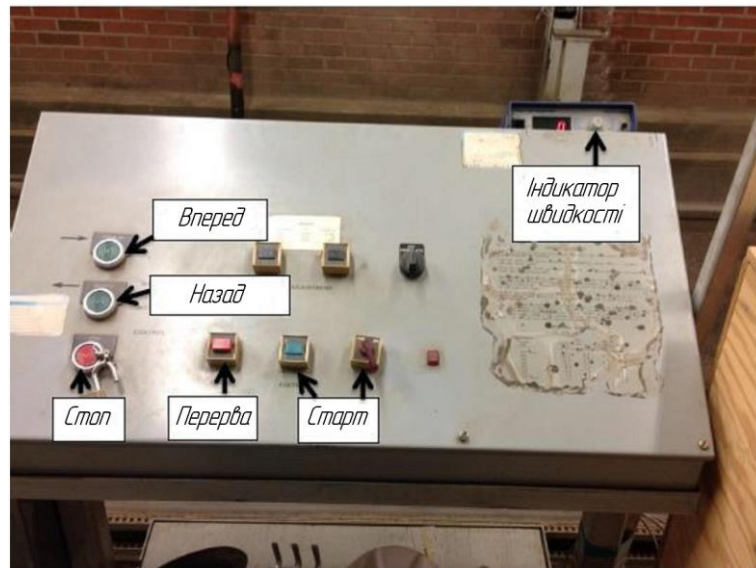


Рис. 2.8. Панель керування контейнером для ґрунту

Він використовується для підготовки ґрунту після розпилення води. Під час підготовки ґрунту, два проходи ротаційного розпушувача (рис. 2.10) використовуються для розпушування та перемішування ґрунту. Під час розпушування ґрунту вирівнювач (рис. 2.11), прикріплений до каретки, використовується для вирівнювання ґрунту.

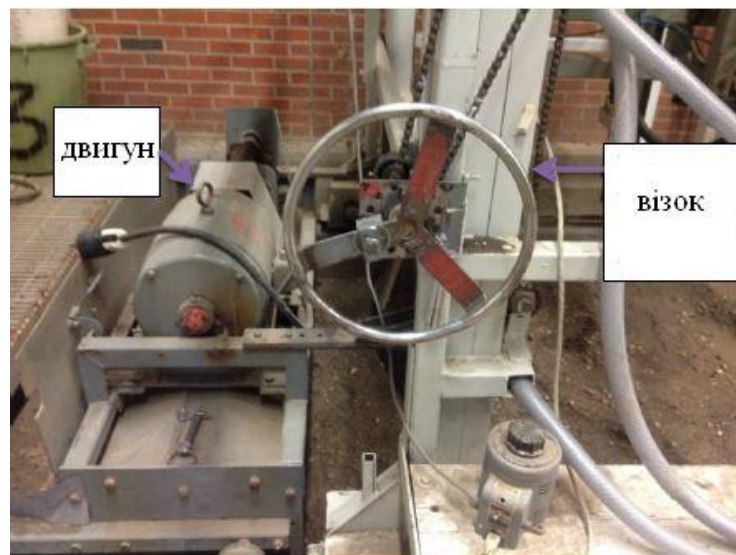


Рис. 2.9. Ротаційний двигун, прикріплений до візка кубічної конструкції.

На третьому етапі підготовки ґрунту використовується лапа. Лапа (рис. 2.12) і гладкий коток (рис. 2.12) використовуються для ущільнення ґрунту. Підповерхневий шар ґрунту ущільнюється за допомогою чотирьох проходів

лапи. Потім знову використовується вирівнювач (рис. 2.11), прикріплений до каретки, для розрівнювання ґрунту.

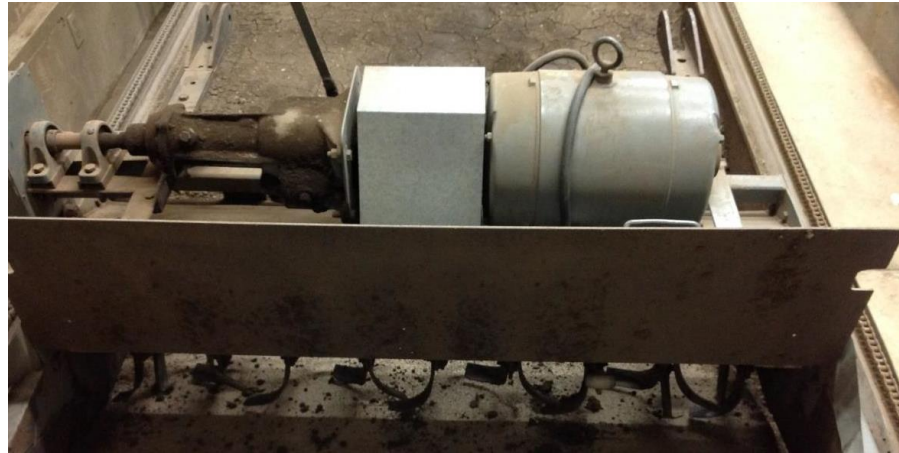


Рис. 2.10. Роторний двигун



Рис. 2.11. Вирівнювач для ґрунту

Четвертим етапом підготовки ґрунту є використання гладкого котка. Гладкий коток використовується для остаточного ущільнення ґрунту. Після вирівнювання ґрунту за допомогою вирівнювача, для остаточного вирівнювання та ущільнення ґрунту було використано чотири проходи котка (рис. 2.12). Цей метод підготовки ґрунту був використаний для всіх експериментів, проведених тут.





Рис. 2.12 Зображення ущільнювача ґрунту: 1 – голчатий коток, 2 – гладкий коток знизу

В експериментальних випробуваннях як з дисковими, так і з сівалками ґрунт був належним чином підготовлений перед проведенням експериментів, як визначено в попередній процедурі. Сили, що діють на знаряддя, вимірювали за допомогою тензодатчиків у горизонтальному (тяга), вертикальному та боковому напрямках (рис. 2.13 та рис. 2.14). Тензодатчики можна класифікувати за пристроєм, який генерує вихідний сигнал (пневматичні, гідравлічні, електричні) або за способом виявлення сили (вигин, зсув, стиск, розтяг, кручення); сила, прикладена до пристрою, створює електричний сигнал (напругу), пропорційний напрузі, що генерується на самій конструкції, який перетворюється в електричний сигнал за допомогою тензорезисторів.

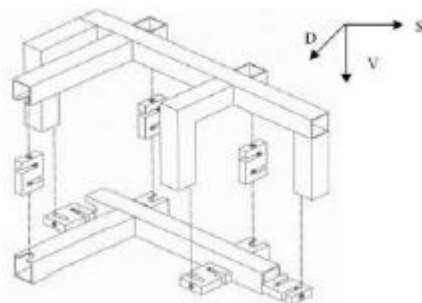


Рис. 2.13. Розташування шести s-подібних тензодатчиків.

Сили, прикладені до ґрунтообробного знаряддя у вертикальному, горизонтальному та боковому напрямках, були виміряні за допомогою шести тензодатчиків. Розташування та орієнтація тензодатчиків показані на рис. 2.13.

Вертикальне зусилля вимірювалося трьома тензодатчиками, позначеними як 3. Два тензодатчики були розташовані спереду, а один - ззаду (на рис. 2.14 не показано). Сила тяги (горизонтальна сила) була виміряна двома тензодатчиками, позначеними як 2. Бокова сила (бічна сила) була виміряна одним тензодатчиком, позначеним як 1.

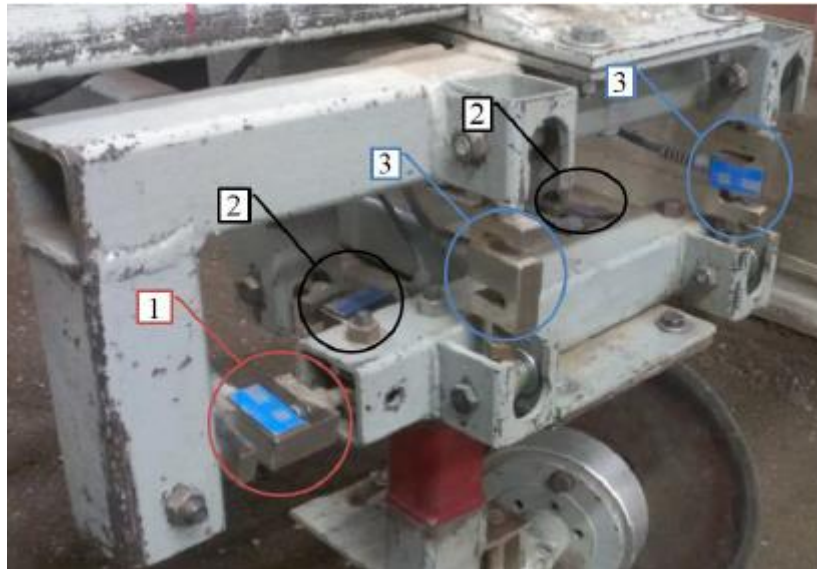


Рис. 2.14. Тензодатчики, положення та орієнтація: 1 – бокова сила, 2 – сила тяги, 3 – вертикальна сила.

Дані випробувань були отримані за допомогою реєстратора даних і програми LabView 2013 версії 13.0, розробленої компанією National Instruments. Два датчики були розміщені на кожному кінці середньої частини довжини ґрунтового бункера для збору даних з експериментальних випробувань. Перший датчик починав запис даних, а другий закінчував. Потім програма LabView 2013, яка була розроблена для експериментальних випробувань ґрунтового контейнера, вимірювала сигнали в режимі реального часу, відображала їх на екрані монітора і записувала в комп'ютер. Програма LabView2013 була використана для перетворення всіх записаних даних під час експериментів з бункером у тягу, вертикальну та бічну сили.

## **Висновки по розділу**

У цьому розділі обговорюється серія експериментів, які були розроблені і проведені для визначення кута нахилу диска і кута нахилу, які можуть призвести до мінімальної сили тяги. Було розроблено процедуру експерименту. Спочатку були визначені параметри експерименту, потім була проведена серія випробувань для дослідження зусиль, необхідних для витягування диска або сівалки в контрольованих умовах, змодельованих в польових умовах. Вимірювали тягу, вертикальну та бокову силу. Ґрунт був належним чином підготовлений відповідно до чотириступеневої процедури підготовки для забезпечення стабільності умов випробувань. Вимірювали вологість і твердість ґрунту (конусний індекс), які є основними факторами, що впливають на результати експерименту.

## РОЗДІЛ 3

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Зібрані дані були відфільтровані для зменшення шуму. Однак фільтрація призводить до втрати даних. Правильно підібравши фільтр, можна звести до мінімуму втрату даних і знехтувати впливом на результати. Вібрації диска додали небажаний шум до записаного сигналу. Для зменшення цього шуму було додано фільтр. Наступне було виконано, щоб допомогти визначити частоту зрізу фільтра.



Рис. 3.1. Акселерометр для тесту на власну частоту

Випробування на власну частоту проводилося за допомогою двох датчиків зверху і збоку, як показано на рис. 3.1. Акселерометр (показаний на рис. 3.1) використовувався для вимірювання частот диска, коли один кінець знаходиться в повітрі або в ґрунті. Датчики були підібрані таким чином, щоб забезпечити правильну частотну характеристику для даного застосування. На основі цих експериментів були визначені власні частоти диска з двома різними граничними умовами. Власні частоти були розраховані двома різними способами, один з яких полягає у використанні коду, розробленого за допомогою програми Matlab, а інший - у побудові графіків за допомогою програми Matlab, яка вимірювала АЧХ від піку до піку для того, щоб перевірити розрахунок власних частот.

У таблиці 3.1 показано власні частоти диска. Власні частоти, отримані аналізатором, становили приблизно 195-234 Гц, коли диск перебував у повітрі, і

приблизно 78-98 Гц, коли його кінець був у ґрунті. Власні частоти, розраховані за допомогою коду Matlab, становили 218-270 Гц у повітрі та приблизно 77-79 Гц у ґрунті. Різниця між значеннями, розрахованими двома методами, знаходиться в межах 20%, що означає, що вони були виміряні досить добре. При власній частоті вище 75 Гц можна з упевненістю припустити, що всі небажані ефекти вібрації диска можна виключити з даних, якщо встановити фільтр низьких частот на 2 Гц. Доведено, що фільтр 2 Гц є найбільш прийнятним для взаємодії ґрунту з лезом. За аналогією можна показати, що для дискового сошника фільтр 2 Гц є вірним для виключення шумових сигналів при взаємодії ґрунту з диском.

Таблиця 3.1. Результати тесту на власну частоту

Зверху	Обмеження диска	Matlab						Акселерометр	% різниця
		Пік 1		Пік 2		Період	Частота	Частота	
Область		$X_p$	$Y_p$	$X_p$	$Y_p$	Ti(s)	1/Ti(Hz)	FFT (MatLab)	
		Second	Volt	Second	Volt				
0	повітря	0.008	0.136	0.013	0.161	0.004	271	235	14%
1	повітря	0.000	0.156	0.006	0.181	0.005	219	196	11%
2	повітря	0.008	0.194	0.014	0.181	0.004	234	235	-1%
3	повітря	0.005	0.994	0.010	1.088	0.004	238	196	19%
4	повітря	0.028	1.214	0.042	0.557	0.013	80	79	1%
5	повітря	0.002	0.638	0.016	0.498	0.013	79	99	-23%

Багато тестів було проведено на одному диску з різними кутами нахилу диска від 0 до 28 градусів, де кути нахилу варіювалися від 0 до 25 градусів. Різні комбінації нахилу та кута нахилу диска були підібрані для отримання бажаної ширини різання при заданій глибині та швидкості.

Кожне випробування повторювали щонайменше двічі, щоб отримати послідовні та повторювані результати з однаковими параметрами випробування та однаковими умовами ґрунту. Ці два схожі результати були проаналізовані в програмі Matlab з використанням фільтра 2 Гц. Через прискорення диска початкові 22% даних були проігноровані в кожному тесті. Тільки дані стаціонарного стану були використані для генерації модифікованих середніх значень тяги, вертикальної та бічної сил для дискового сошника.

В умовах експерименту, описаних у розділі 2, горизонтальна сила (тяга) розраховувалася шляхом підсумовування двох тензодатчиків у горизонтальному (або глобальному Z) напрямку. Вертикальна сила була підсумовуванням трьох тензодатчиків у вертикальному (або глобальному Y) напрямку. Бічна сила вимірювалася лише одним тензодатчиком у глобальному напрямку X. Сила тяги є найбільш важливою змінною, що вимірюється під час руху диска, оскільки вона призводить до мінімального споживання енергії сівалкою в реальних польових умовах. Результати випробувань, особливо сила тяги, були порівняні з аналітичними розрахунками.

Модифіковані середні сили були згенеровані для використання в наступному розділі.

Приклад проаналізованих даних про силу тяги при глибині 2 дюйми, швидкості 3 милі на годину і комбінованими кутами нахилу та диска  $25^\circ$  і  $7^\circ$  показано на рис. 3.2.

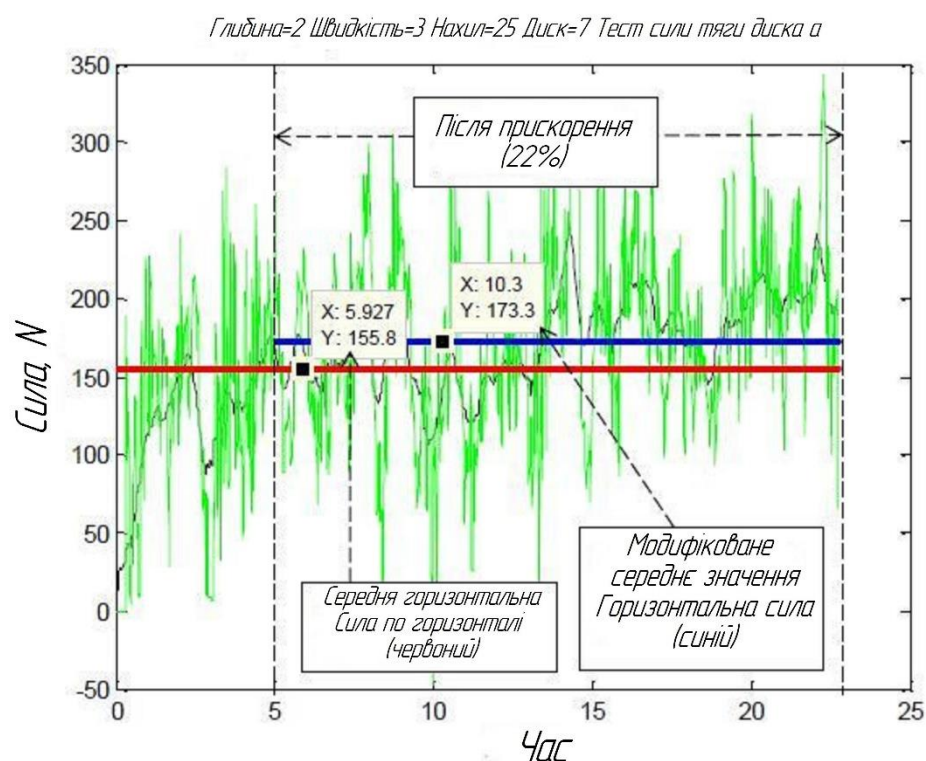


Рис. 3.2. Сила тяги вимірювального диска, шуми нижче 2 Гц відфільтровуються.

Перше випробування було порівняно з другим випробуванням для повторних експериментальних тестів з однаковими кутами нахилу та повороту диска, однаковою глибиною та однаковою швидкістю. Два випробування будуть прийняті, якщо розбіжності в результатах випробування були в межах 20% один від одного. В іншому випадку проводилося третє випробування, яке порівнювалося з попередніми двома випробуваннями і об'єднується з випробуванням, яке має найближчий збіг, або в межах 20% різниці. На рис. 3.2 необроблені дані цього конкретного випробування представлені зеленим кольором. Обраний результат кожного випробування був відфільтрований за допомогою фільтра з частотою 2 Гц, щоб полегшити інтерпретацію даних (суцільна чорна лінія на рис. 3.2). Потім було розраховано середнє значення сили тяги 156 Н (показано червоним кольором на рис. 3.2). Експериментальні випробування починалися з нульової сили і закінчувалися постійною силою, це означає, що деяке прискорення відбувається до того, як досягається постійна швидкість. Доцільно припустити, що під час експериментальних випробувань постійна швидкість досягалася після проходження 22% кожної заданої дистанції експерименту. Для того, щоб отримати більш достовірні значення сили, початкові дані (припускається, що це приблизно 22% даних) були проігноровані. Дані без прискорення називаються модифікованою середньою силою. Решта даних, модифікована середня сила тяги, 173 Н, є більш прийнятною для інтерпретації (показана синім кольором на рис. 3.2).

Аналогічно, рис. 3.3 – це графік вертикальної сили при глибині 2 дюйми, швидкості 3 милі на годину і комбінованому куті нахилу та куті нахилу диска  $25^\circ$  і  $7^\circ$ .

Модифікована вертикальна сила, яка була використана для подальших розрахунків, становила 389 Н. На рис. 3.4 показано модифіковану бічну силу, яка для цього конкретного прикладу становила 251 Н.

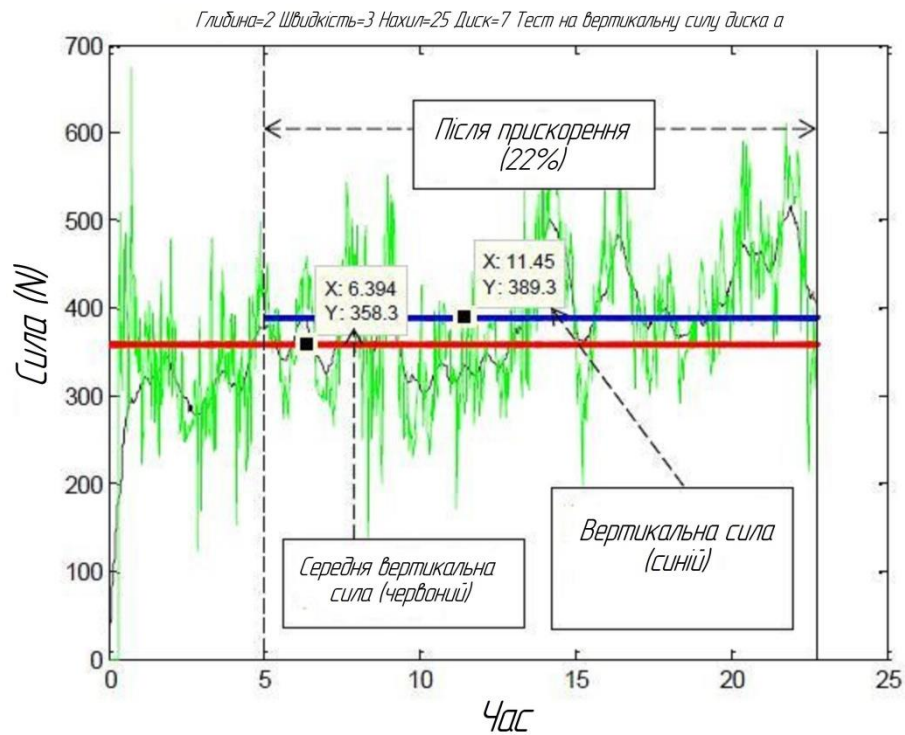


Рис. 3.3. Виміряна вертикальна сила диска, шум нижче 2 Гц відфільтровується

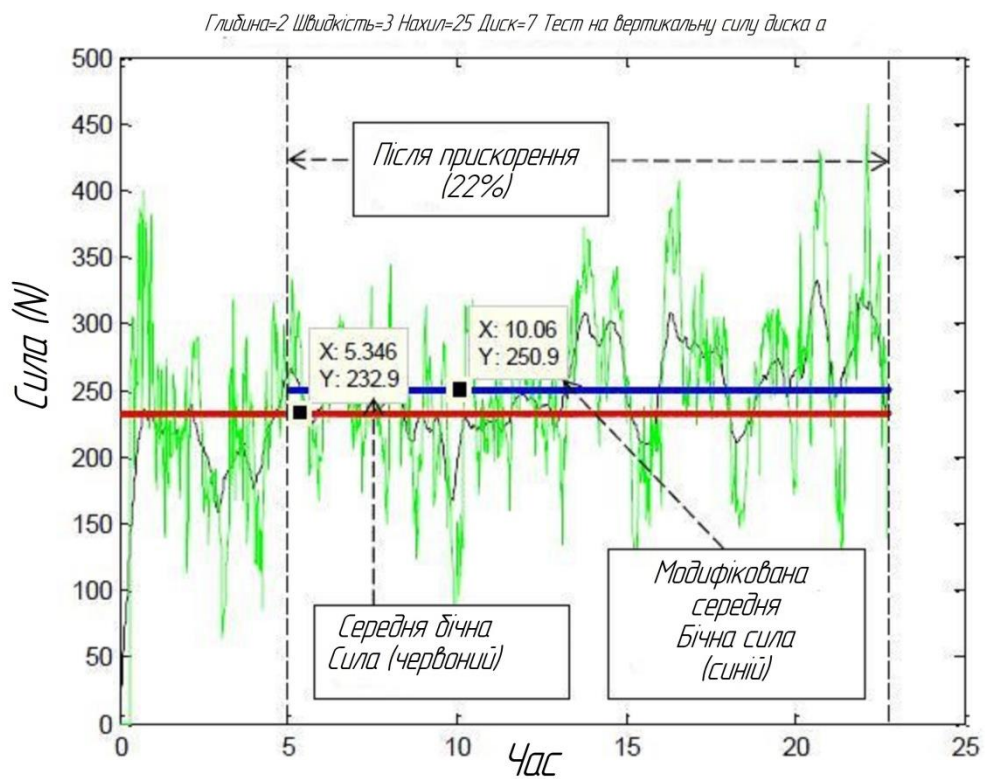


Рис. 3.4. Виміряна бічна сила диска, шум нижче 2 Гц відфільтровується



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

Було 4 групи для тестування дисків. Кожна група мала різну глибину та різну швидкість диска (Таблиця 3.1). Для кожної групи була проведена серія тестів з усіма комбінаціями різних кутів нахилу і швидкості диска. У цьому розділі показані результати для першої групи, яка мала глибину 2 дюйми і швидкість 3 милі на годину.

Тут проаналізовано вертикальні, тягові та бічні сили двох випробувань із застосуванням фільтра 2 Гц. Дані двох подібних випробувань були проаналізовані за допомогою програми Matlab, а потім два обрані набори даних були оцінені і порівняні. Середні значення відфільтрованих сил для диска набагато зручніше у використанні, ніж середні значення необроблених даних про сили. Модифіковане середнє значення вертикальної, тягової та бічної сил можна побудувати, як показано на наступних рисунках.

На рис. 3.5 і 3.6 показано вплив кута нахилу диска і кута нахилу на силу тяги. Коли кут нахилу дорівнює нулю, сила тяги зростає зі збільшенням кута нахилу диска. Причиною цього явища є те, що при збільшенні кута нахилу диска, диск відсуває ґрунт убік, відкриваючи борозну, що збільшує силу тяги. Коли кут нахилу не дорівнює нулю, комбінація кута нахилу диска і кута нахилу піднімає ґрунт і зміщує його вбік, що збільшує бічні і вертикальні сили. Кут нахилу може допомогти запобігти швидкому зростанню сили тяги при одночасному збільшенні кута нахилу диска для тієї ж ширини захвату. На рис. 3.5 показано силу тяги,  $F_z$ , зростає зі збільшенням кута нахилу диска для диска глибиною 2 дюйми і швидкістю 4,83 км/год. Залежність між силою тяги і кутом нахилу диска виявляється майже лінійною. Нахил кривої збільшується зі збільшенням кута нахилу. На рис. 3.6 показана сила тяги,  $F_z$ , зростає повільно, майже постійно, зі збільшенням кута нахилу. На рисунках два повторні експериментальні випробування позначені як "низький" і "високий". Мінімальне

значення - це найнижче значення двох випробувань, а максимальне - найвище значення двох траєкторій.

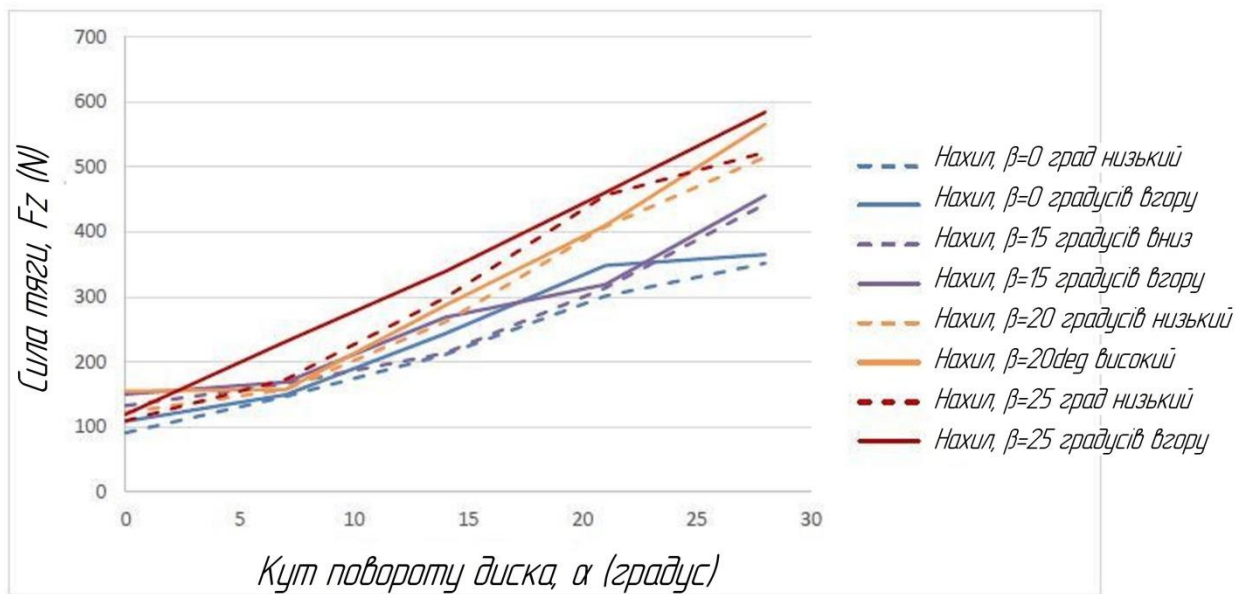


Рис. 3.5. Сила тяги,  $F_z$ , для диска (кут нахилу диска,  $\alpha$ ) при глибині 5 см і швидкості 4,83 км/год

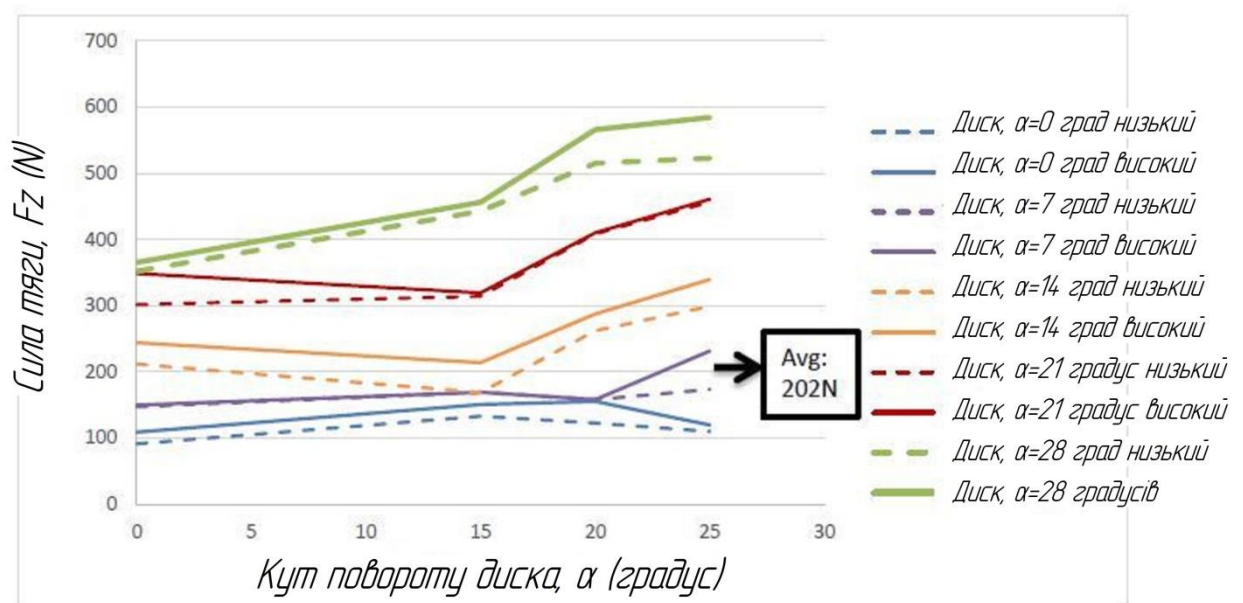


Рис. 3.6. Сила тяги,  $F_z$ , для диска (кут нахилу,  $\beta$ ) при глибині 5 см і швидкості = 8 км/год.

Залежність між силою тяги та кутом нахилу не є повністю лінійною, але тут буде розглядатися як майже лінійна. Апроксимація кривих показана в наступному розділі. Сила тяги для тесту з нульовим кутом нахилу диска не

збільшується зі збільшенням кута нахилу. Цей ефект є очікуваним. Нахил кривих сили тяги збільшується зі збільшенням кута нахилу диска. При нульовому куті нахилу кут нахилу диска є значним фактором, що впливає на силу тяги. Загалом, кут нахилу і кут нахилу диска є важливими факторами, що впливають на збільшення сили тяги.

Чим більший кут нахилу диска, тим більша сила тяги. Для того, щоб сила тяги була якомога меншою, слід вибирати менший кут нахилу диска. Однак, кут нахилу диска не може бути нульовим, тому що він визначає ширину борозни. При глибині 2 дюйми і швидкості 3 милі/год, найбільш прийнятний складний кут (ненульовий кут диска) для найнижчої сили тяги становить  $7^\circ$  кут нахилу диска та  $25^\circ$  кут нахилу. Як на рис. 3.5, так і на рис. 3.6 показано, що середнє значення мінімальної сили тяги становить 202Н.

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

Рис. 3.7 та рис. 3.8 показують вертикальну силу для різних кутів нахилу диска ( $0^\circ$ ,  $7^\circ$ ,  $14^\circ$ ,  $21^\circ$ ,  $28^\circ$ ) у поєднанні з різними кутами нахилу ( $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ).

На рис. 3.7 показано, що абсолютне значення вертикальної сили  $F_y$  зростає зі збільшенням кута нахилу диска. Однак на рис. 3.8 для диска глибиною 2 дюйми і швидкістю 3 милі/год абсолютне значення вертикальної сили  $F_y$  залишається майже постійним зі збільшенням кута нахилу, коли кут нахилу диска невеликий. Найбільш підходящий кут нахилу диска і з'єднання кута нахилу в основному вибирається за найменшою силою тяги. Вертикальна сила не настільки критична, як сила тяги для подальшого вивчення та аналізу експериментальних випробувань. Як показали результати експериментів, відповідне середнє вертикальне зусилля для мінімальної сили тяги при

складеному куті нахилу,  $7^\circ$ , кут нахилу диска та  $25^\circ$  кут нахилу становить  $-358\text{N}$ , як показано на рис. 3.7 та 3.8.

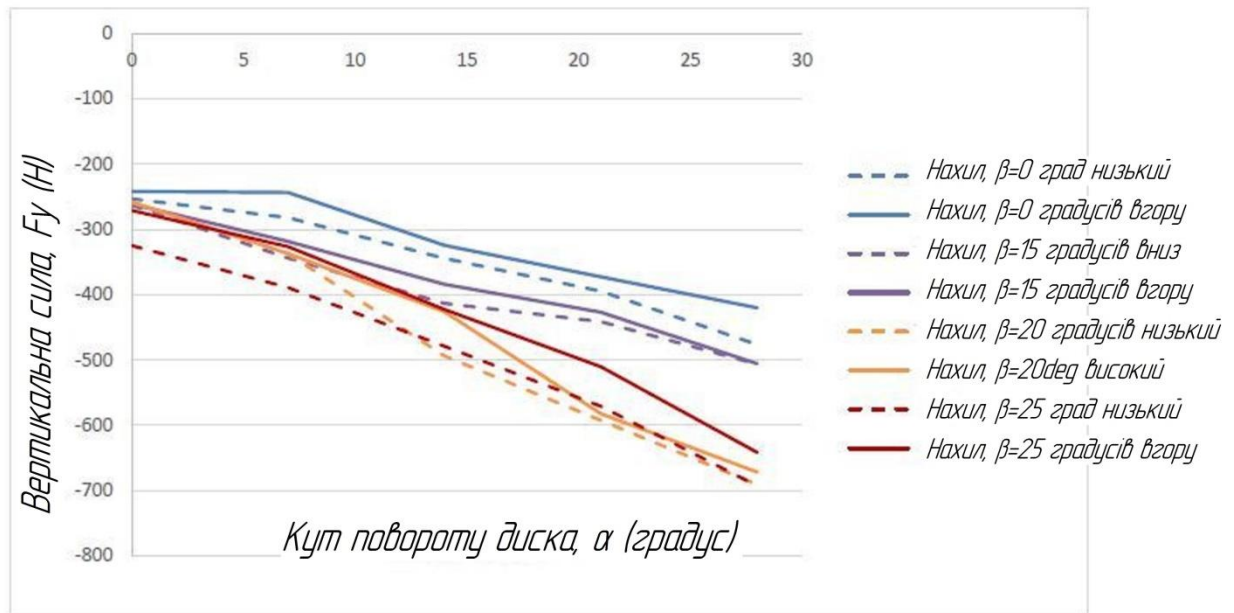


Рис. 3.7. Вертикальна сила,  $F_y$ , для диска (кут нахилу диска,  $\alpha$ ) при глибині 5 см і швидкості  $=4,83$  км/год.

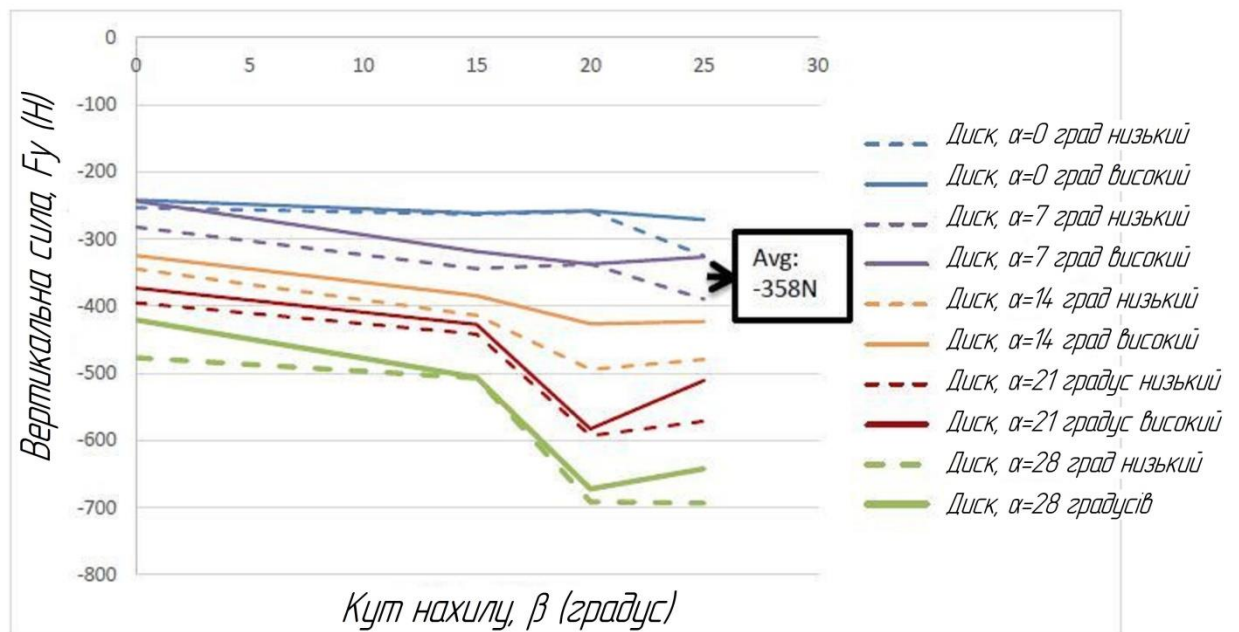


Рис. 3.8. Вертикальна сила,  $F_y$ , для диска (кут нахилу,  $\beta$ ) при глибині 5 см і швидкості  $=4,83$  км/год.

З результатів бокових (бічних) сил, через ненульовий кут нахилу диска і несиметричну систему, чим більший кут нахилу диска, тим більша бокова сила.

Однак комбінація кута нахилу диска і кута нахилу зменшує бічну силу. Диск зі складним кутом нахилу піднімає ґрунт і зміщує його вбік замість того, щоб штовхати і притискати ґрунт вбік. На рис. 3.9 показано бокове зусилля  $F_x$  зростає зі збільшенням кута нахилу диска для диска глибиною 2 дюйми і швидкістю 4,83 км/год. На рис. 3.10 показана бічна сила,  $F_x$ , залишається майже постійною зі збільшенням кута нахилу диска, особливо коли кут нахилу невеликий. Вибраний диск і кут нахилу для найменшої сили тяги дає середнє бокове зусилля 244 Н, як показано на рис. 3.9 і рис. 3.10.

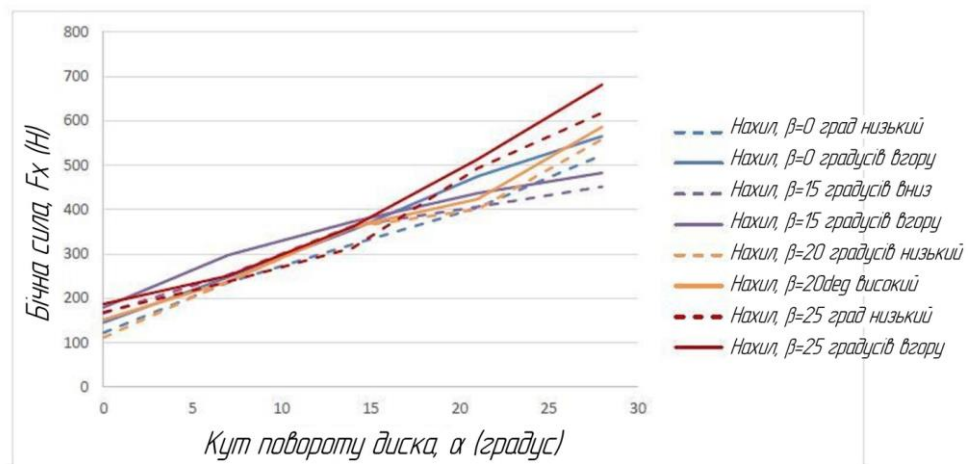


Рис. 3.9. Бічна сила,  $F_x$ , для диска (кут нахилу диска,  $\alpha$ ) при глибині = 5 см і швидкості = 4,83 км/год

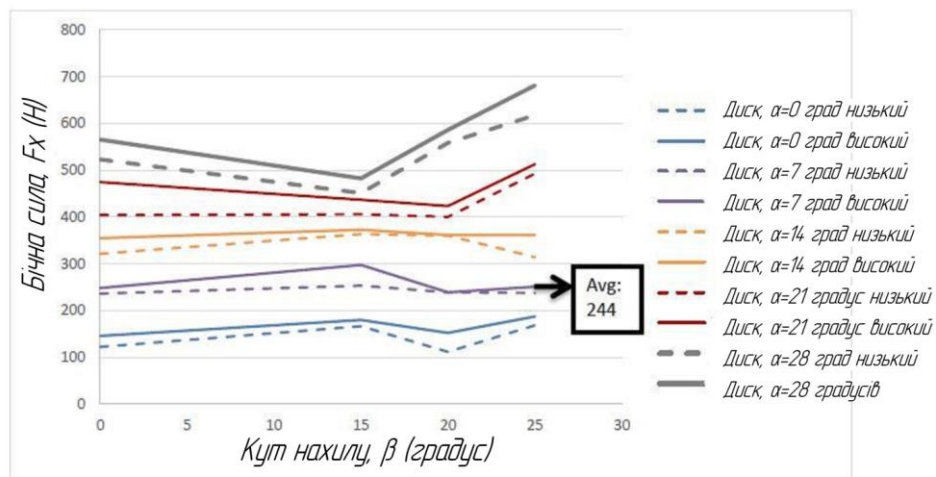


Рис. 3.10. Бічна сила,  $F_x$ , для диска (кут нахилу,  $\beta$ ) при глибині 5 см і швидкості=4,83 км/год

Метою випробувань з одним диском було знайти найкращу комбінацію кута нахилу диска і кута нахилу, яка призводить до мінімального тягового зусилля. Як видно з наведених вище рисунків, результати експериментальних випробувань дискових сошників показують, що комбінований кут нахилу  $7^\circ$  кут нахилу диска  $25^\circ$  кут нахилу дає найменшу силу тяги для глибини 2 дюйми і швидкості 3 милі на годину.

Висновки для кожної групи в також показали, що комбінація  $7^\circ$  кут нахилу диска  $25^\circ$  кут нахилу дає найнижчу силу тяги для різних глибин з різною швидкістю (Таблиця 3.1). Порівняння комбінованого  $7^\circ$  кут нахилу диска  $25^\circ$  кута нахилу з різною глибиною і швидкістю узагальнено і показано в таблиці 3.2 для всіх чотирьох основних груп випробувань. Збільшення глибини різання призводить до більшого тертя і більшої взаємодії між ґрунтом і диском з боків диска. Тому сили реакції зростали зі збільшенням глибини різання. Можна зробити висновок, що при збільшенні глибини заглиблення диска в ґрунт збільшуються сили в усіх трьох напрямках (тяга, вертикальна і бічна). Збільшення швидкості диска також збільшило силу тяги, вертикальну і бічну силу.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків тяги, вертикальних та бічних сил з  $7^\circ$  кут нахилу диска  $25^\circ$ .

Група	1	2	3	4
	Глибина = 2 дюйми Швидкість = 3 милі на годину	Глибина = 3 дюйми Швидкість = 3 милі на годину	Глибина = 2 дюйми Швидкість = 5 милі на годину	Глибина = 3 дюйми Швидкість = 5 милі на годину
Проект	202N	299N	334N	343N
Вертикальний	-358N	-503N	-502N	-525N
Бічний	244N	366N	424N	430N

Необхідно підтвердити повторюваність і надійність даних випробувань, оскільки існує багато неконтрольованих факторів при роботі з ґрунтовими умовами. Повторні випробування включали вибір певних комбінованих дисків і

кутів нахилу з різною глибиною і різною швидкістю (таблиця 3.1). Комбінований диск і кут нахилу для повторних експериментів є наступними:

Таблиця 3.3 – Повторні експериментальні випробування

Кут нахилу диска, $\alpha$ , (градус)	Кут нахилу, $\beta$ , (градус)
0	0
14	0
28	0
0	25
14	25
28	25

У таблиці 3.3 наведено результати повторного тестування кута нахилу диска при нульовому градусі та кута нахилу при нульовому градусі з різною глибиною та різною швидкістю. Під час повторних випробувань вміст вологи вимірювався на рівні 7%, а індекс конуса - на рівні 1,24 МПа. Потім, середнє значення двох повторних випробувань (пробний  $Re_a$ , пробний  $Re_b$ ) порівнювали з середнім показником двох оригінальних досліджень (дослідження а, дослідження б) для перевірки оригінальних експериментальних даних. Повторні тести (Таблиця 3.4) повторювалися до тих пір, поки різниця у відсотках не була в межах 20% для більшості випадків, що вважається розумним діапазоном з урахуванням усіх задіяних змінних. Іноді результати повторних тестів показували більш ніж 20% різницю з початковими даними тесту або з повторно протестованими даними в інший день. Оскільки в підготовці ґрунту до тестування задіяно дуже багато параметрів, ці відмінності не завжди можна пояснити.

Різниця між початковими даними та даними повторного тестування була розрахована за такою формулою:

$$\% \text{ diff between trials} = \frac{\text{trial a} - \text{trial b}}{(\text{trial a} + \text{trial b})/2} \quad (3.1)$$

Різниця між даними повторного тестування та вихідними даними розраховується наступним чином:

$$\% \text{ diff with ori.} = \frac{(\text{trial } a + \text{trial } b)/2 - (\text{trial } Re_a + \text{trial } Re_b)/2}{((\text{trial } a + \text{trial } b)/2 + (\text{trial } Re_a + \text{trial } Re_b)/2)/2} \quad (3.2)$$

Таблиця 3.4 – Порівняння дискового,  $\alpha=0$  та нахилу,  $\beta=0$ .

				Вологість	7%		Індекс конуса		1,24 Мпа
Оригінальні та повторні випробування							після	22%	
	Випробування	Нахил	Диск	Вертикальний	Проект	Бічна	Вертикальний	Проект	Бічна
Глибина=5см Швидкість=8 км/год	a	0	0	-284	174	179	-425	144	241
	b	0	0	-278	150	158	-418	141	247
Початкова різниця				-7%	-9%	-14%	-2%	-1%	-2%
Глибина=5 см Швидкість=8 км/год	Re a	0	0	-270	144	158	-295	118	205
	Re b	0	0	-277	152	184	-427	125	240
Різниця при повторному тестуванні				7%	14%	15%	10%	7%	17%
Відмінність від оригіналу				-2%	-10%	1%	-4%	-15%	-7%
Глибина=7,5 см Швидкість=8 км/год	a	0	0	-271	122	278	-287	147	218
	b	0	0	-277	144	247	-299	144	197
Початкова різниця				2%	17%	-8%	4%	4%	-10%
Глибина=7,5 см	Re a	0	0	-255	112	240	-299	124	245
Швидкість = 8 км/год	Re b	0	0	-274	125	227	-284	142	277
Різниця при повторному тестуванні				4%	11%	-2%	-5%	7%	12%
Відмінність від оригіналу				-2%	-12%	-12%	0%	-10%	19%



Глибина=5 см Швидкість=3 милі на годину	a	0	0	-280	119	174	-242	91	122
	b	0	0	-279	129	148	-254	109	147
Початкова різниця				1%	-7%	10%	-5%	-18%	-17%
Глибина=5 см Швидкість=3 милі на годину	Re a	0	0	-287	120	149	-222	124	159
	Re b	0	0	-277	114	151	-259	115	145
Різниця при повторному тестуванні				7%	5%	-8%	-15%	7%	17%
Відмінність від оригіналу				-1%	-7%	-7%	-4%	18%	9%
Глибина=7,5 см Швидкість=3 милі на годину	a	0	0	-447	145	177	-279	124	199
	b	0	0	-441	128	174	-247	121	177
Початкова різниця				4%	7%	2%	9%	2%	18%
Глибина=7,5 см Швидкість=3 милі на годину	Re a	0	0	-481	174	175	-417	128	158
	Re b	0	0	-457	145	195	-292	121	172
Різниця при повторному тестуванні				7%	12%	-11%	8%	7%	-2%
Відмінність від оригіналу				9%	17%	5%	17%	1%	-14%

Враховуючи мінливість ґрунту, дані можна використовувати з 20% різницею. У таблиці 3.4 найбільша різниця для нульового кута диска і нульового кута нахилу становить близько 19% для бічної сили. Це означає, що дані знаходяться в межах розумного діапазону.

Дані випробувань сівалки були проаналізовані так само, як і дані для однодискових сівалок. В експериментальних випробуваннях сівалки також

можна виділити чотири основні групи. Мета однакова, а саме знайти параметри сівалки для мінімальної сили тяги для різних глибин і різних швидкостей (Таблиця 2.2). Було проведено два випробування для однакових глибини, швидкості, кутів нахилу і дисків. Щоб полегшити інтерпретацію дані легше інтерпретувати, два подібні результати випробувань були проаналізовані в програмі Matlab з використанням фільтра 2 Гц.

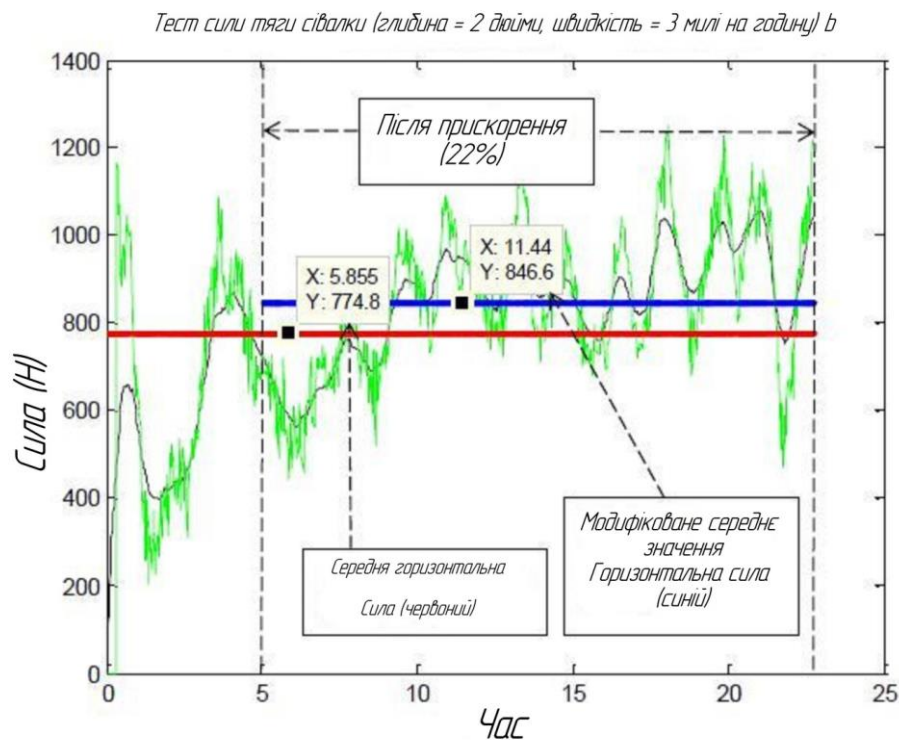


Рис. 3.11. Виміряна сила тяги сівалки, шуми нижче 2 Гц відфільтровані

Приклад аналізу даних для виміряної сили тяги сівалки показано на рис. 3.11. Вихідні дані для сівалки з глибиною 2 дюйми і швидкістю 3 милі на годину показані зеленим кольором. Дані потім оцінюються за допомогою фільтра з частотою 2 Гц, як показано чорним кольором. Середнє значення сили тяги в повному 775 Н, як показано червоним кольором, тоді як модифікована середня сила тяги становить 847 Н, як показано синім кольором. Модифіковані середні модифіковані середні вертикальні, тягові і бічні сили потім використовуються для подальшого аналізу.

Аналогічно, рис. 3.12 показує вертикальну силу сівалки з глибиною 2 дюйми, швидкістю 3 миль/год. Модифікована вертикальна сила становить 256 Н.

Рис. 3.13 показує модифіковану бічну силу (88,2 Н) для цього конкретного прикладу. Модифіковані сили були використані для побудови графіків на наступних рисунках.

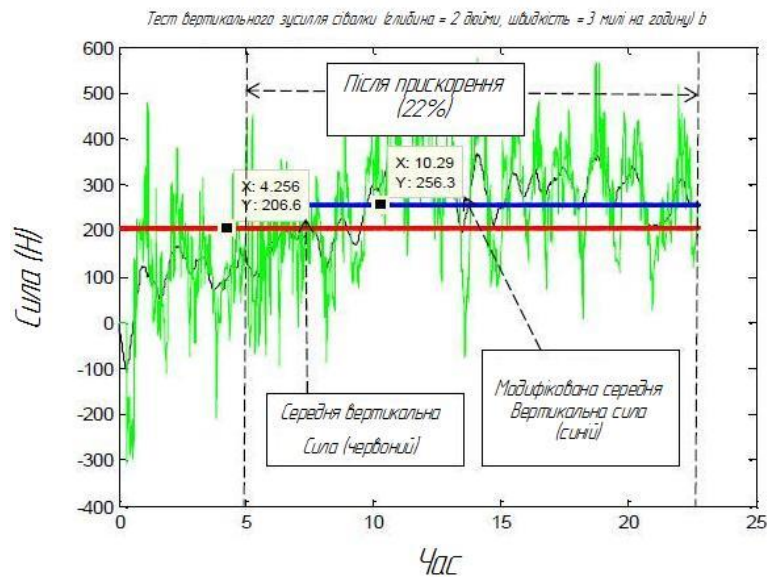


Рис. 3.12. Виміряна вертикальна сила сівалки, шум нижче 2 Гц відфільтровується

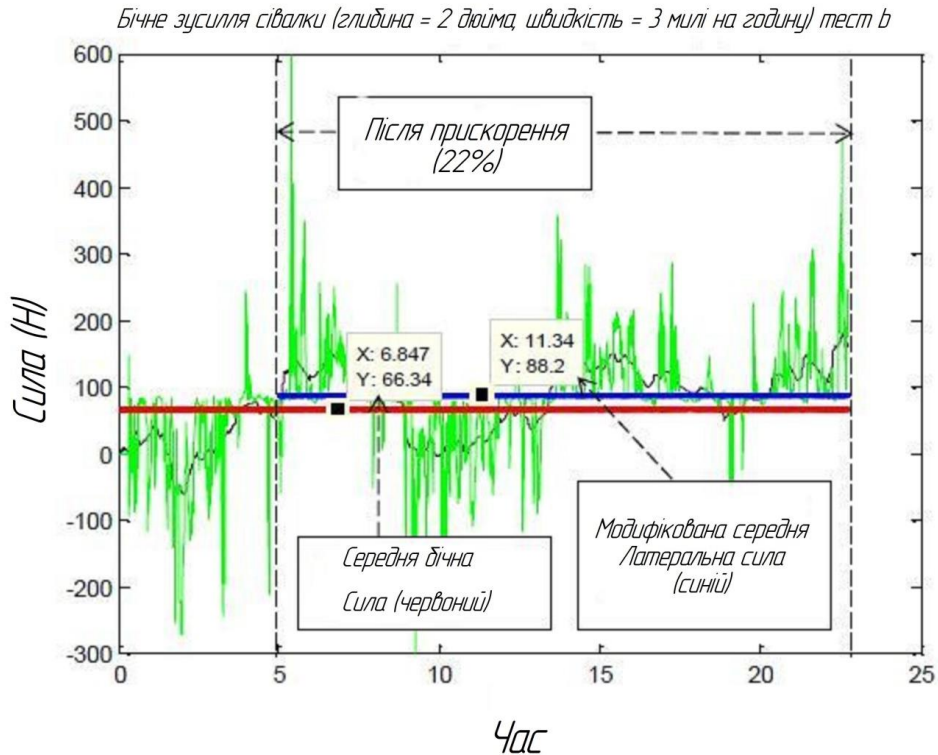


Рис. 3.13. Виміряне бічне зусилля сівалки, шуми нижче 2 Гц відфільтровані

Знову ж таки, тяга, вертикальні і бічні сили з двох випробувань з однаковою глибиною і швидкістю були прийняті, якщо різниця в похибках становила 20% або менше. Третій тест був проведений для порівняння і для порівняння та верифікації з попередніми результатами двох тестів. Пріоритетним є врахування сили тяги, а потім вертикальної сили. Значення бічної сили є відносно невеликим порівняно з силою тяги та вертикальною силою; також вона не настільки важлива, як інші сили.

### **Висновки по розділу**

Цей розділ починається з обговорення того, як проводилося частотне тестування дискового сошника. До вихідних даних було застосовано фільтр низьких частот 2 Гц для усунення небажаних низькочастотних сигналів вібрації.

Далі в розрахунках використовувалися тільки дані стаціонарного стану. Було пояснено причину і метод виключення даних про прискорення установки. Крім того, було обговорено методику усереднення двох тестових сигналів і перевірку надійності даних. Потім дані були організовані в чотири групи для спрощення.

Потім було вивчено та проаналізовано вплив різних кутів нахилу диска на зусилля, що прикладаються до диска з боку ґрунту, за допомогою даних серії експериментів як для окремого диска, так і для випробувань сівалки. Крім того, деякі випробування були повторені для підтвердження повторюваності даних випробувань. В кінці цього розділу було проведено розрахунок сили різання і нормальної сили за допомогою аналітичної моделі на основі вимірних даних.

Загалом, результати випробувань однієї з чотирьох груп даних, випробування з одним диском зі швидкістю 5 см і 8 кілометрів на годину, були детально обговорені. Експериментальні дані показано графічно, який демонструє тенденцію зміни сили тяги. Висновок полягає в тому, що складний кут  $7^\circ$  кут нахилу диска та  $25^\circ$  кут нахилу забезпечував мінімальну силу тяги.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В магістерській роботі на основі аналітичної моделі було запропоновано оптимізовану модель. Побудовано залежності між силою тяги та параметрами диска при обмеженій ширині різання. Задача оптимізації була вирішена за допомогою процедури одновимірної графічної оптимізації, яка встановлює мінімальну силу тяги  $F_z$  з точки зору параметрів диска  $(\alpha, \beta)$ , в той час як ширина і глибина різання були обмежені.

За допомогою аналітичної моделі було визначено глобальну систему координат. Для зручності аналізу було розроблено локальне перетворення для системи координат диска. Сили, що йдуть від ґрунту, були відокремлені від сил, що тягнуть диск, за допомогою перетворення координат. Були розроблені рівняння для сил різання і нормальних сил. Сили ґрунту можна оцінити за вимірними силами сівалки. Це одна з переваг аналізу, оскільки їх важко виміряти експериментально. Це також дозволяє уникнути надзвичайно складного аналізу FEA із залученням механіки ґрунту для визначення сил у ґрунті.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бойко В.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гідропневматичного апарата точного висіву насіння овочевих культур. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Мелітополь, 2021. 176 с.
2. Сисолін П.В. Свірень М.О. Висівні апарати сівалок. Кіровоград, 2004 р. 160 с.
3. Parish R.L. The effect of multiple passes on spreader pattern test results. *Appl. Engg in Agr.* 1999. Vol. 15, N 6. P. 643-645.
4. Василенко П.М. Дослідження роботи сошників та шляхи їх удосконалення / П.М. Василенко УАСГН. 2011. 46 с.
5. Цепляєв, О.М. Сошник з пристроєм для фіксації насіння у борозенці / О.М. Цепляєв, А.В. Біляков, М.М. Шапров, В.Г. Абезін // Патент №2274990.
6. Шмат С. І. Резніченко В. А. Дводисковий сошник Патент на корисну модель № 9543. Бюл. № 10, 2005 р.
7. Патент України № 93837 С2 А01С 7/00 Дводисковий комбінований сошник Горобей В.П., Красніченко О.Л. 10.0-3.2011. Бюл.№5. 2011.
8. Д.Г. Войтюк . Сільськогосподарські та меліоративні машини. К.: Вища освіта, 2004. 544 с.
9. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.
10. Дворук В. І., Борак К. В. Фізико-математичне моделювання трибосистеми «робочий орган – ґрунт». *Проблеми трибології.* 2015. № 3. С. 78-82.
11. Роде А.А. Основи вивчення ґрунтової вологи. Київ: Гідромеліорація. 2004. 26 с.

12. Rogovskii I. L., Borak K. V., Maksimovich E. Yu., Smelik V. A., Voinash S. A., Maksimovich K. Yu., Sokolova V. A. Wear resistance of blade and disc working bodies of tillage tilling machines hardened by electrodes T-series. *Journal of Physics*. 2020. Vol. 1679. 042084.

13. Родимцев, С.А., Дослідження паралелограмного механізму підвіски лапового сошника. *Механізація та Електрифікація с.г.* 2006. №7. С. 11.

14. Шевченка О. П., Бігунов. М. А. Теоретичні дослідження тягового опору кілеподібного сошника. *Сумський науковий вісник*. 2013. № 3. С.135-137.

15. Борак К. В., Руденко В. Г., Кравчук А. В., Добранський С. С. Фізичні, хімічні та механічні процеси в трибосистемі «робочий орган – ґрунт». *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2017. Вип. 181. С. 143–147.

16. Савченко В., **Куліш В.** Методика дослідження взаємодії дискового сошника з ґрунтом. *Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 399-400.

17. Савченко В., **Куліш В.** Методика дослідження механіки взаємодії дискового сошника з ґрунтом у виробничих умовах. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-24 листопада 2023 р.)*. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 82-85.

18. Куліш В. Теоретичні дослідження взаємодії дискового сошника з ґрунтом. *Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції «Біоенергетичні системи»*. 15-17 листопада 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 34-36.