

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**Обґрунтування параметрів і режимів роботи копача коренеплодів
віброударної дії**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМз-1-22

за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Сمالій Сергій Олександрович

Керівник: _____ Теслюк Геннадій Володимирович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ТСТМ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г. В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2024 р.

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

Смалій Сергій Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування параметрів і режимів роботи копача коренплодів віброударної дії

керівник роботи Теслюк Геннадій Володимирович, канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвердені наказом вищого навчального закладу від

« 26 » _____ 12 _____ 2023 року № 4084

2. Строк подання студентом роботи до 02.02.2024

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі рослинництва та існуючих робочих органів для викопування коренеплодів. 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 копача віброударної дії. 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
1	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
2	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
3	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
4	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
5	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
6	Теслюк Г. В., завідувач кафедри		
Нормоконтроль	Золотовська О.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний		
2	Теоретичний		
3	Методика досліджень		
4	Результати досліджень		
5	Охорона праці		
6	Економічний		
	Демонстраційна частина		

Студент

_____ (підпис)

Смалій С.О.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Теслюк Г. В.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Смалій С.О. Обґрунтування параметрів і режимів роботи копача коренеплодів віброударної дії / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» - ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

В роботі проаналізовано конструктивні особливості машин і робочих органів для викопування коренеплодів та встановлено можливість розробки унікальних конструкцій для використання в сучасному сільському господарстві. Розроблено та проаналізовано математичну модель коливального робочого органу. Проведено необхідні експериментальні дослідження для підтвердження основних параметрів моделі. Проведено необхідні технічні розрахунки. Наведено результати техніко-економічних розрахунків, що підтверджують економічність впровадження даного агрегату у виробництво.

Ключові слова: дисковий робочий орган, плуг, ґрунт.

Смалій С.О. Машини для виділення та очистки баштанних культур. / VII Міжнародна науково-практична конференція «Наукові дослідження: Теор Основи та практичне застосування» (24-26 січня 2024 р.) Відень, Австрія, Міжнародна наукова єдність. 2024. 596 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ І ДОСЛІДЖЕНЬ, ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ.....	9
1.1. Аналіз досліджень в галузі вібраційного підкопування коренеплодів.....	9
1.2. Копач з однією активною і однією пасивною опорами	21
1.3. Обґрунтування теми роботи.....	33
2. ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОПАЧА, АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	34
2.1. Обґрунтування конструктивної схеми.....	34
2.2. Дослідження умов не заламування коренеплодів циліндричної форми розробленим вібраційним копачем.....	37
Висновок	43
3. МЕТОДИКА ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
3.1. Методика визначення тягового опору.....	44
3.2. Визначення показників підкопування коренеплодів.....	45
Висновки.....	48
4. РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	49
4.1. Умови проведення досліджень.....	49
4.2. Загальні результати досліджень.....	49
4.3. Тяговий опір копача.....	55
4.4. Очікувана продуктивність та витрата палива розробленого копача.....	56
Висновки.....	57
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ...	58
5.1. Вимоги безпеки праці при підкопуванні коренеплодів.....	58
5.2. Вимоги безпеки перед початком роботи.....	59
5.3. Вимоги безпеки під час виконання роботи	59
5.4. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях та після закінчення роботи	60
Висновок	60
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ.....	61

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	63
ЛІТЕРАТУРА.....	65
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Актуальність теми. Механічне збирання столових коренеплодів є найбільш ресурсоємною технічною операцією в сільському господарстві. Сучасна техніка не може повністю відповідати агротехнічним вимогам, установленим у національних стандартах України, через конструктивні й технічні недоліки робочих органів та їх розташування.

Використання вібраційних сил під час викопування коренеплодів із ґрунту призводить до найменших витрат енергії на руйнування ґрунту навколо коренеплодів і знижує втрати та пошкодження під час збирання. Тому саме цей технологічний процес потребує детальних аналітичних досліджень, а також подальшого розроблення й упровадження вдосконалених інструментів для вібробуріння.

Вібраційне буріння коренеплодів широко поширене в багатьох країнах завдяки численним перевагам перед іншими способами буріння. Зокрема, в робочому тракті екскаватора накопичується дуже мало ґрунту, а процес видалення прилиплого ґрунту з поверхні коренеплодів значно поліпшується. Тому для даного технологічного процесу необхідні детальні аналітичні дослідження та подальше розроблення вдосконалених інструментів для вібробуріння.

Мета і задачі досліджень.

Метою даного дослідження є розробка конструкції вібраційного копача, побудованого на основі V-подібного робочого органу, та підвищення якості збирання коренеплодів шляхом вибору обґрунтованих параметрів.

1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ І ДОСЛІДЖЕНЬ, ОБГРУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

1.1 Аналіз досліджень в галузі вібраційного підкопування коренеплодів

Використання вібрації в ґрунтообробітку базується на фундаментальних працях відомих учених: академіків В.В. Адамчук [1], В.М. Барановський [2], докторів технічних наук Р.Б. Гевко [15], В.О. Дубровін. Багато питань використання вібрації в копачах коренеплодів знайшли відображення в працях С.П. Сокол [29], В.М. Булгакова [7-11], І.В. Головача [17], Ю.О. Гуменюк [26] та ін.

Активні дослідження в галузі вібраційного викопування коренеплодів розпочалися наприкінці 60-х років 20-го століття. Фундаментальні дослідження були започатковані Василенком П.М., Погорілим Л.В. та Браєм В.В. В їхніх дослідженнях поперечні коливання коренеплодів вперше були описані за допомогою системи диференціальних рівнянь в часі четвертого порядку. При розробці цієї моделі коренеплід представлявся як стрижень змінного поперечного перерізу з одним закріпленим кінцем і як тіло з пружними властивостями.

Дослідницька група під керівництвом М.Л. Погорілого [27] узагальнила роботи відомих авторів і дійшла наступних висновків.

1. Вібрація є дуже практичним засобом покращення майже всіх процесів обробітку ґрунту, а також багатьох інших процесів, і може значно зменшити споживання енергії та підвищити ефективність.

2. Одним з основних принципів, що визначає ефективність вібрації ґрунтообробних знарядь, є те, що частота вимушених коливань повинна бути вищою за частоту власних коливань, тобто довжина хвилі коливань (відстань, яку проходить знаряддя за одне коливання) повинна бути меншою за довжину зони сколювання (відстань, яку проходить знаряддя в ґрунті за одне сколювання). Це вимога, що вона повинна бути меншою за довжину зони

сколювання, тобто відстань, яку проходить інструмент під час одного сколювання ґрунту.

3. Ефект вібрації легше отримати при меншій швидкості руху, вищій частоті вимушених коливань, а також при більших розмірах інструменту та щільності ґрунту.

4. Це пов'язано з тим, що в таких випадках виникають вимушені коливання, довжина хвилі яких набагато більша за довжину зони сколювання, що спричиняє швидке зростання тягового зусилля.

Подальшими дослідженнями [23] було окреслено основні принципові відмінності в роботі копачів активного та пасивного виду. Діло в тому, що при роботі пасивного копача лемешкового типу важливу роль грають сили підпору ґрунту, завдяки яким шар ґрунту стискається у руслі копача, що звужується. Це призводить до появи необхідних для вилучення вертикальних сил. Таким чином, наявність сил підпору з боку ґрунту є необхідною умовою роботи пасивного робочого органу лемішного типу.

При викопуванні коренеплодів вібраційним екскаватором ґрунт в зоні робочої борозни інтенсивно розпушується вібраційним рухом культиватора, а описані вище сили витягування коренеплодів не виникають, і тому необхідної стискаючої деформації ґрунту у виїмковій борозні не відбувається. Тому наявність ґрунту в робочій траншеї не є обов'язковою умовою для роботи вібраційного екскаватора. Це основна відмінність вібраційних екскаваторів від інших типів екскаваторів.

Виходячи з цього, була запропонована конструкція копача, який вібрує і розпушує коренеплоди рис.1.1. [16-17]

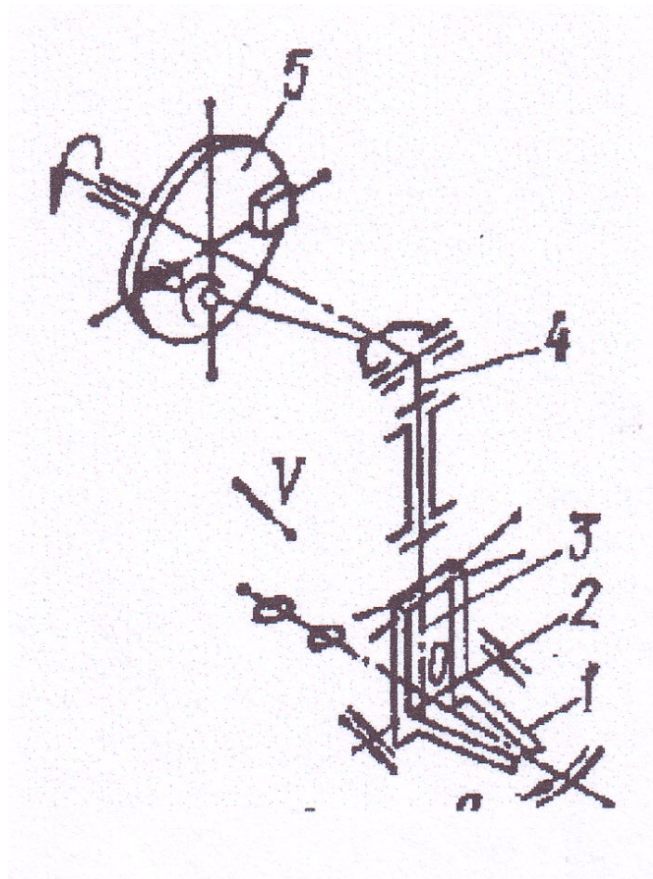


Рис. 1.1. Схема руху коливального копача

Однак побудувати справді ефективну машину на цьому принципі не вдалося. Зв'язок між кореневою системою і ґрунтом погано розривався, а рух вниз не був стабільним. Крім того, невеликі зміни механічних і технічних властивостей ґрунту вимагали кінематичного режиму роботи копача.

Враховуючи недоліки вищезгаданих конструкцій, Булгаков В.М. [5-7] створив теорію плужно-мотикового екскаватора та знайшов умови вилучення коренеплодів з ґрунту при поступальному русі екскаватора, враховуючи умови його нерозриву. В результаті було розроблено екскаватор, зображений на рис. 1.2.

Конструкція вібробура заснована на тому, що вібрація його бурового плуга відбувається у вертикально-вертикальній площині з широким діапазоном регульованих амплітуд і частот. Це дає змогу використовувати вібробури на різних типах ґрунтів із різною вологістю та твердістю під час збирання врожаю.

Крім того, функція самовирівнювання робочих органів відносно поздовжньої осі рядків коренеплодів знижує пошкодження коріння буряків під час перекопування ґрунту. Крім того, механізм дає змогу варіювати відстань між викопувальними плугами, що дає змогу якісно викопувати з ґрунту коренеплоди буряків різних розмірів і форм.

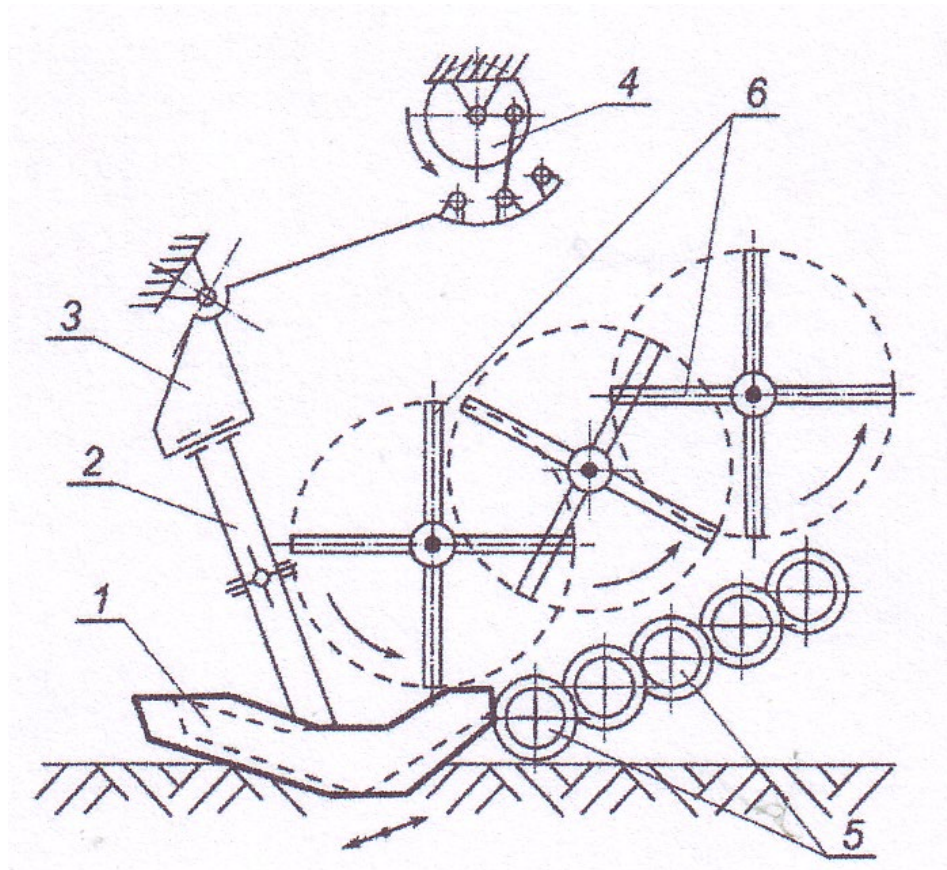


Рис. 1.2. Схема копача:

1 – леміші; 2 – стойки ;

3 – механізмом регулювання зазору між лемешами; 4 – вібраційний привід;

5 – шнековий транспортер; 6 – бітери.

Головач І.В., Литвинов О.І., Баулін О.М. [16-18] взявши за основу положення, що вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному підкопуванні може відбуватись без безпосереднього контакту з ґрунтом, розглянули процес підкопуванням при наявності контакту коренеплоду з поверхнями лемішів.

На розрахунковій схемі (рисунок 1.3) культиваторний екскаватор представлений у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ із заданими кутами α , β і γ у просторі. Система коливається у вертикально-вертикальній площині. Коренеплід апроксимується конічним об'єктом зі строго вертикальною віссю.

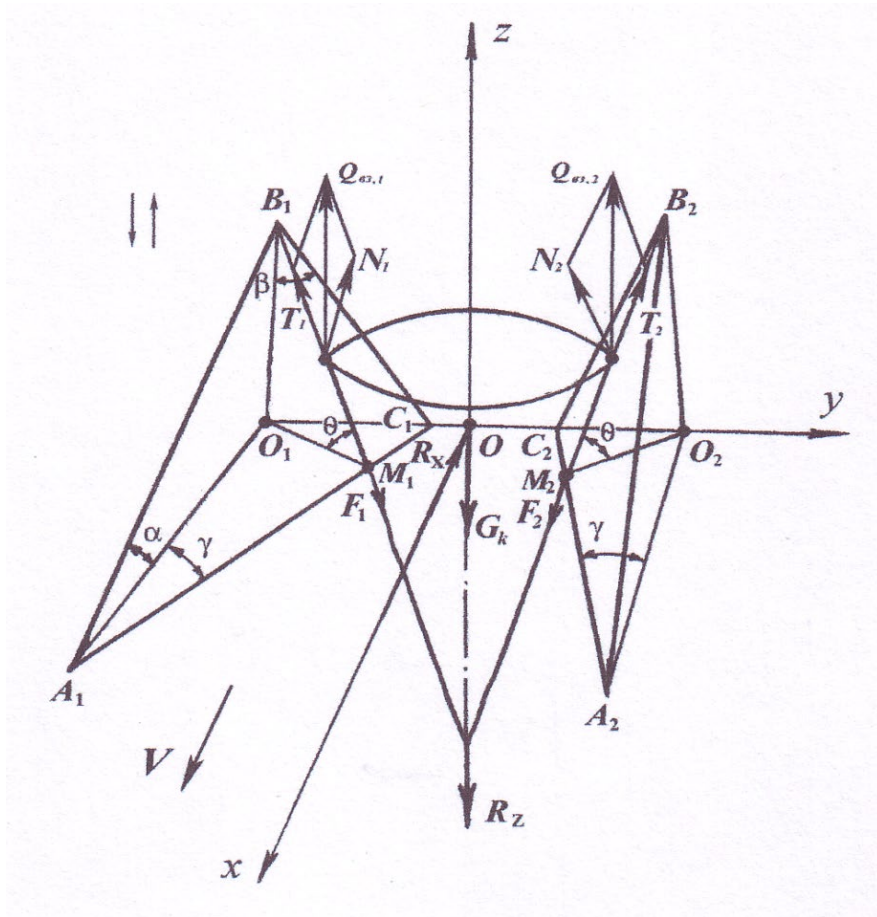


Рис. 1.3 Розрахункова схема взаємодії коренеплідів із клинами вібраційного типу

Автори розробили диференціальне рівняння руху коренеплідів і проаналізували його складові. У результаті математичних перетворень було отримано залежності, що визначають вертикальну швидкість і переміщення коренеплоду залежно від часу t , а також залежності від поступального напрямку руху агрегатів.

$$\begin{aligned} \dot{z} = & -\frac{H}{m\omega} (\cos^2 \theta - f \cos \theta \sin \theta) \cos \omega t - \frac{1}{m} (R_z + G_k) t + \\ & + \frac{H}{m\omega} (\cos^2 \theta - f \cos \theta \sin \theta), \end{aligned} \quad (1.1)$$

$$\dot{z} = -\frac{H}{m\omega^2}(\cos^2\theta - f\cos\theta\sin\theta)\sin\omega t - \frac{1}{m}(R_z + G_k)\frac{t^2}{2} + \frac{H}{m\omega}(\cos^2\theta - f\cos\theta\sin\theta)t - h_1. \quad (1.2)$$

За цих умов споживання енергії знижується на 14...18% менше, а травматизм знижується майже вдвічі.

М.Л. Погорілим [27] для вивчення поліпшення процесу викопування коренеплодів було досліджено три варіанти введення вібрації в плужну лопату: коливальний рух стандартного плужного лемеша, рух плужного лемеша у зворотній фазі та обертальний рух плужного лемеша у зворотній фазі. Найбільш вдалою виявилася схема, в якій леміш був сконструйований таким чином, щоб коливатися поза фазою (мал. 1.4).

Експерименти показали, що найбільший ефект під час викопування коренеплодів за допомогою екскаватора даної конструкції мали такі параметри.

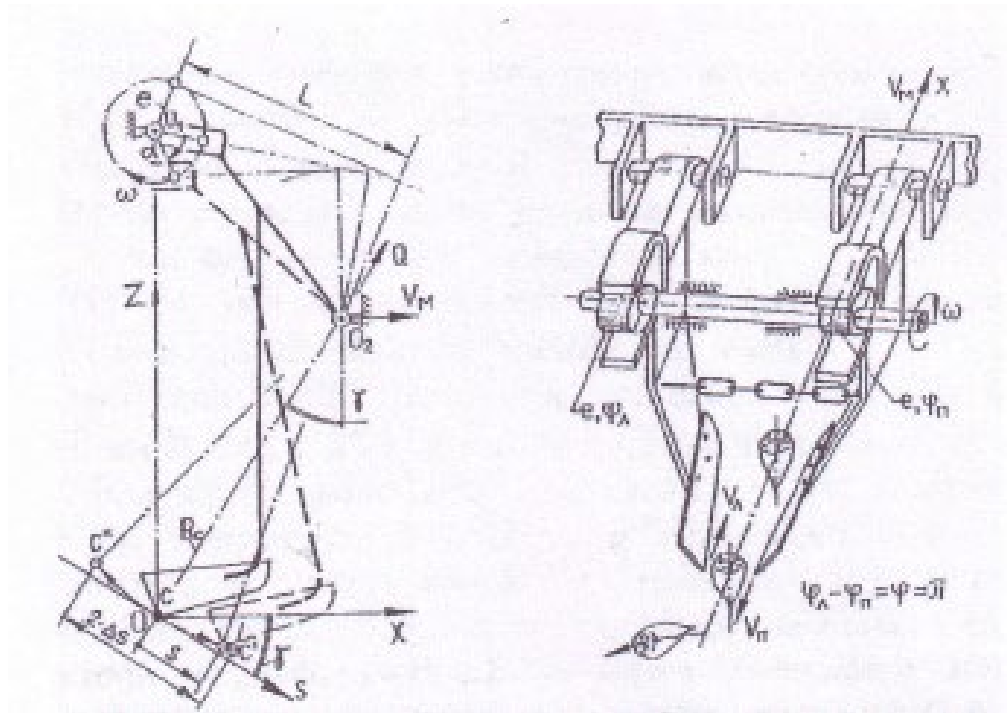


Рис. 1.4. Діаграма руху з лемешем, що вібрує в протилежній фазі.

Серед останніх розробок - конструкторське рішення від FRANZ KLEINE Vertriebs & Engineering GmbH (рис. 1.5). За класифікацією виробника, це вібраційний екскаватор для збирання коренеплодів типу "прямий різак". Стійка копача 1 рухається між рядками, а пряма фреза 2 розпушує ґрунт.

$$\dot{x} = -\frac{H}{m\omega} \sin \gamma (\cos \theta \sin \theta + f \cos^2 \theta) \cos \omega t - \frac{R_x}{m} t + \frac{H}{m\omega} \sin \gamma (\cos \theta \sin \theta + f \cos^2 \theta), \quad (1.3)$$

$$\dot{x} = -\frac{H}{m\omega} \sin \gamma (\cos \theta \sin \theta + f \cos^2 \theta) \sin \omega t - \frac{R_x}{2m} t^2 + \frac{H}{m\omega} \sin \gamma (\cos \theta \sin \theta + f \cos^2 \theta) + x_0 \quad (1.4)$$

Згідно з розрахунками І. Головача [18], допустима частота вібрації швидко зменшується зі збільшенням амплітуди коливань і поступальної швидкості заготовки. Експериментальні дослідження [11] показують, що надійність приводу швидко знижується, якщо частота вібрації робочого органу перевищує 20 Гц. Аналіз конструкцій заготовок великих європейських компаній показує, що частоти вібрації в них останніми роками збільшилися, але ніколи не перевищують 10 Гц. Тому, згідно з [13], для забезпечення нормального протікання процесу вібраційного буріння за швидкості 2,0 м/с та частоти вібрації 10 Гц необхідне таке співвідношення між геометричними параметрами робочих органів, що забезпечує довжину активності $L > 0,2$ м у робочому каналі.

У дослідженні [14] було встановлено таку залежність між швидкістю переміщення V і оптимальною частотою коливань:

$$V = 2,0 \text{ м/с} \quad - \quad \gamma = 20,3 \text{ Гц}$$

$$V = 1,3 \text{ м/с} \quad - \quad \gamma = 15,7 \dots 20,3 \text{ Гц}$$

Коренеплід із розпушеним ґрунтом піднімається на поверхню за допомогою направляючої 3 (Малюнок 1.5).



Рис.1.5. Вібраційний плоскоріжучий копач

Недоліком є те, що екскаватори можуть бути створені лише для викопування одного виду коренеплодів.

Кафедра сільськогосподарських машин Національного аграрного університету України провела низку досліджень щодо поліпшення процесу копання шляхом застосування плавних, оборотних і кругових коливань до V-подібного екскаватора [14].

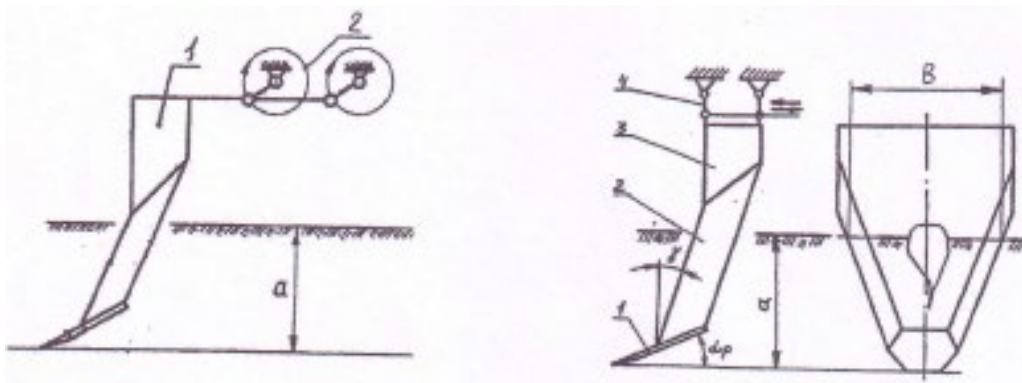


Рис. 1.6. Схема руху вібраційного копача

Були виконані тільки попередні загальні випробування на визначення принципової можливості виконання даного виду копачів. Суттєвих аналітичних досліджень не виконувалось, за винятком обґрунтування кута різання бокових стояків [30]

$$\delta = \arctg \frac{\arctg \frac{tg(\delta_1)}{\cos(\gamma)}}{\cos(\gamma)} = \arctg \left[\frac{tg \left[\frac{\pi}{2} - \varphi_1 - \arctg \frac{(1 + \lambda \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos(\delta)}{\lambda \cdot \sin(\omega \cdot t)} \right]}{\cos(\gamma)} \right] \quad (1.5)$$

де ω - окружна частота, λ - коефіцієнт режиму руху копача.

Наведений аналіз залежностей показує, що значення кутів в умовах, коли екскаватор змушений здійснювати коливання, можуть бути значно зменшені порівняно з пасивними робочими органами. Це вигідно з технічного погляду, оскільки дає більше можливостей впливати на силу розпушування. Група під керівництвом професора А.С. Кобця [23] запропонувала вібраційний екскаватор "скобоподібного" типу (рис. 1.7).

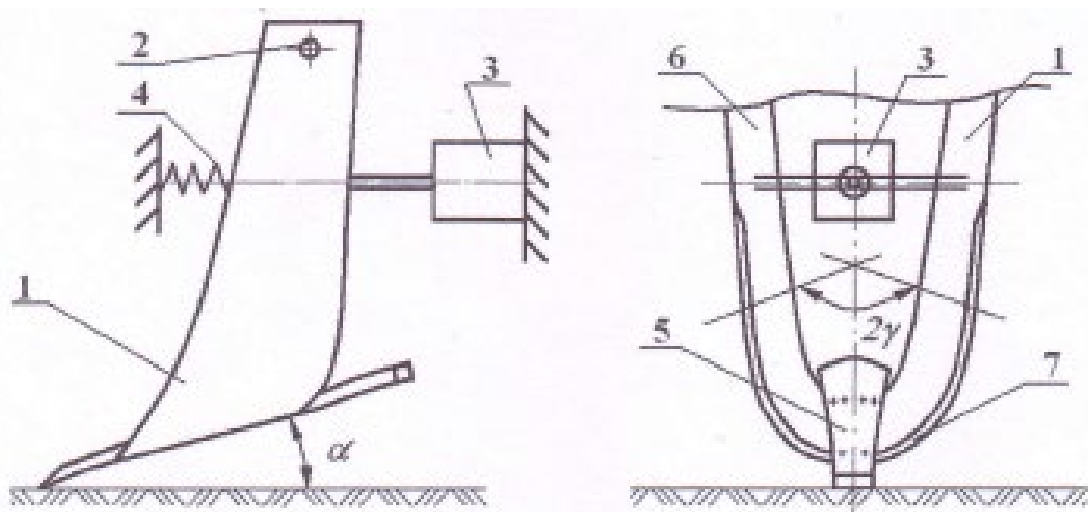


Рис.1.7. Копач типу «скоба»

На рис. 1.8а і 1.8б показано дві можливі конструкції приводного механізму скоби, коливання якої забезпечуються маятником синусоїдального механізму під час обертання кривошипа O_1A . Пружина приводного механізму діє як ненавантажувальний вантаж на маятниковий механізм і за відсутності вібрації скоби (точка O на рис. 18) врівноважується моментом сили опору спрацьовування R_1 , тобто моментом R_1 .

$$cf_{cm} \cdot OD = R_1 \cdot OB, \quad (1.6)$$

де : f_{cm} – деформація пружини під дією сили R_1 .

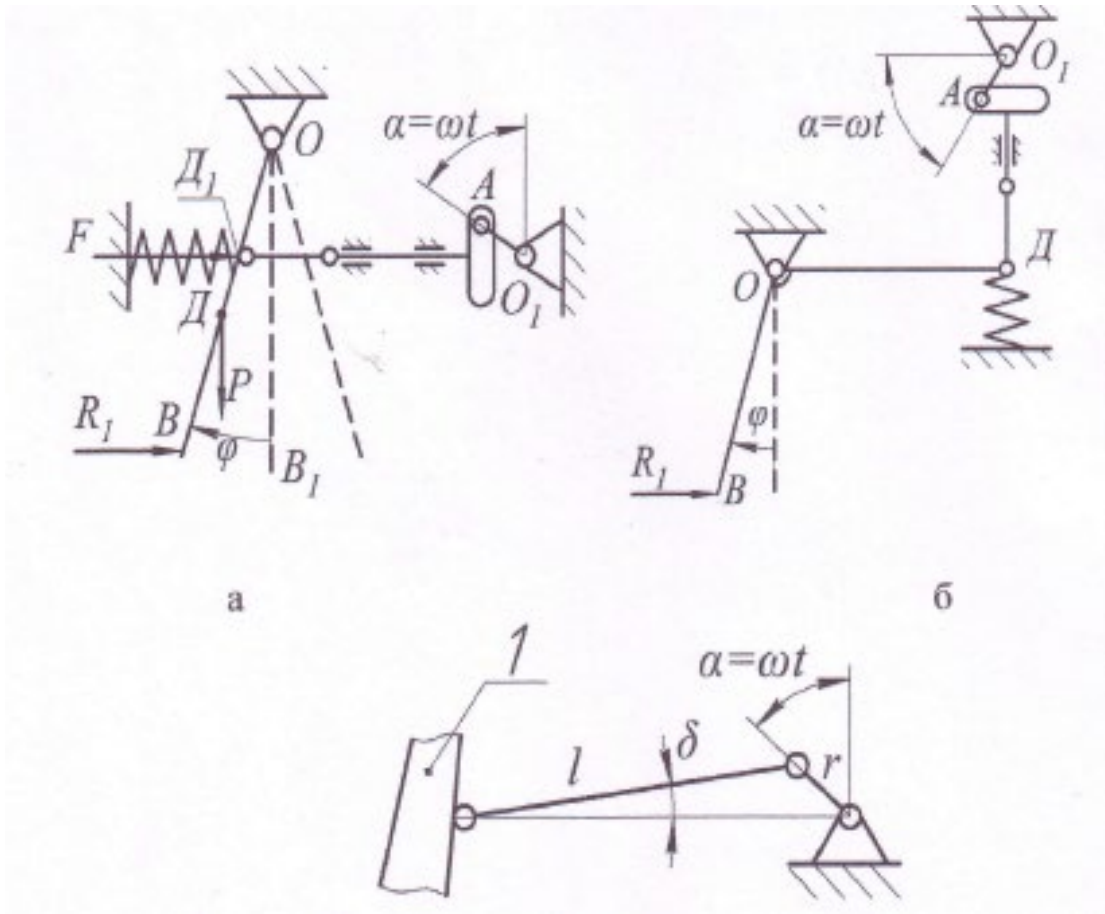


Рис. 1.8. а - привід, що впливає безпосередньо на кронштейн, б - привід, що впливає на кронштейн через важіль, с - кривошипно-шатунний механізм, 1 - робоче обладнання.

Досліджували динамічні навантаження, що передаються від кронштейна до приводу під час його обертальних коливань, у припущенні, що привід витримує навантаження, зумовлені періодичністю сили R під час коливань, які він здійснює.

Аналіз показує, що для оптимальної роботи конструкції коефіцієнт жорсткості пружини повинен бути наступним

$$c = \frac{(I\omega^2 - mgh)}{OD^2}$$

де I – осьовий елемент інерції відносно осі обертання в точці O ;

m – маса скоби;

h – відстань між віссю обертання і центром ваги кронштейна;

Кулькові механізми запропоновано в конструкції приводу, оскільки вони забезпечують періодичний рух кронштейна, який є гармонійним коливанням. Для отримання практично такого ж руху можна використовувати кривошипний механізм, показаний на рис. 2с. Наближення максимальне за максимально можливого значення відношення l/r .

У сфері досліджень механізмів збудження коливань варта уваги робота [24]. Дослідження виконувалось відносно стрілкової лапи, проте сам механізм збудження коливань може бути пристосований і для копача (рис. 1.9).

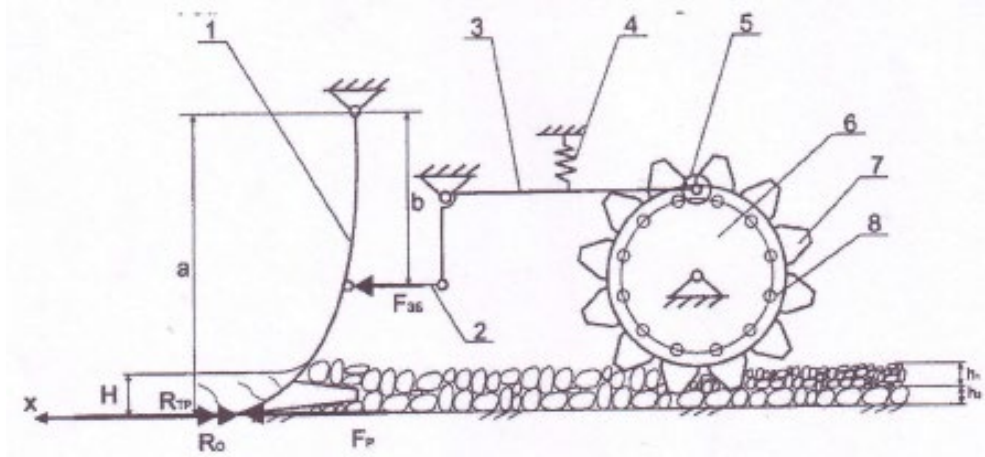


Рис. 1.9. Механізм збудження коливань:

1 – робочий орган; 2 – регульована тяга; 3 – Г-подібний важель; 4 – демпферна пружина; 5 – ролик; 6 – диск; 7 – сегмент диска; 8 – штифт.

Привід виконаний від батареї дисків з сегментами, які підвищують зчеплення з ґрунтом. Наявність регульованої тяги 2 дозволяє змінювати інтенсивність, амплітуду та форму коливань робочого органа. За даними [15] така конструкція забезпечує зменшення тягового опору на 8 – 12%.

Кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ проведено ряд досліджень, спрямованих на обґрунтування конструкції копача столових коренеплодів на базі знаряддя V-подібної форми [13, 14]

Досліджувались наступні варіанти виконання копача:

- пасивний;
- з однією активною і однією пасивною опорами;
- з двома активними опорами;
- з єдиною пружною опорою.

Розглянемо основні результати виконаних досліджень.

Пасивний варіант виявився ненадійним технологічно – постійно забивався рослинними рештками, хоча з підвищенням швидкості до 15 км/год, був цілком працездатний, але на такій швидкості травмування коренеплодів було досить значним.

1.2. Копач з однією активною і однією пасивною опорами

Конструктивно копач складається з V – подібного корпусу, ексцентрикового механізму приводу та пружності опори (рис. 1.10.).

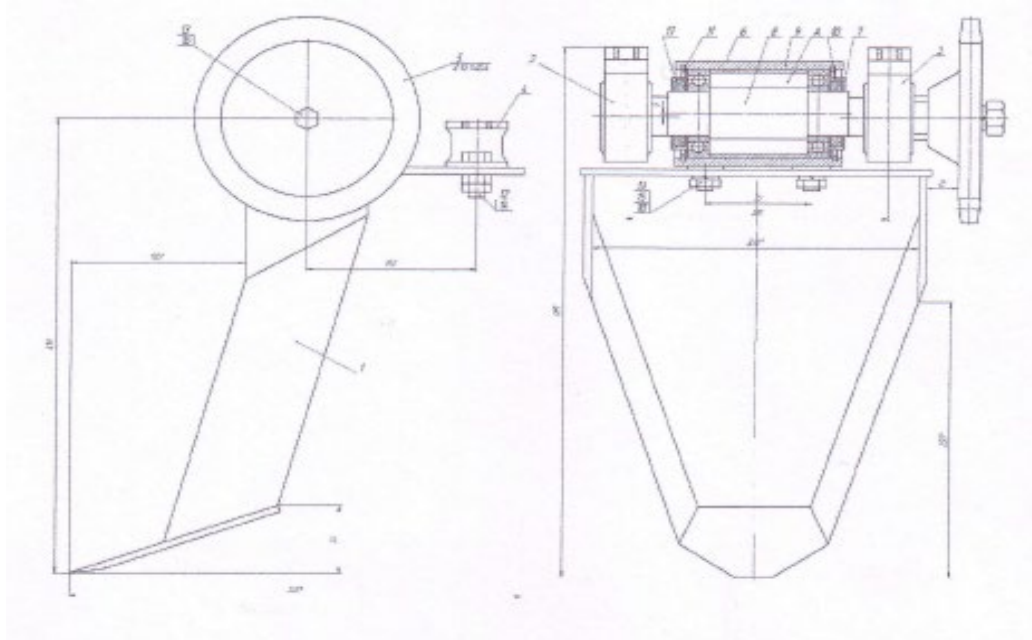


Рис. 1.10 – Конструктивна схема копача:

1 – V - подібний корпус; 2,3 – підшипникові опори; 4 – пружна опора; 5 – приводна зірочка; 7 – ексцентрик; (інші позиції – складові деталі та метизи).

Таким чином у запропонованому копачі підлягають дослідженню три складові: конструктивні параметри V – подібного корпусу, кінематичні параметри ексцентрика та пружні властивості пружної опори.

При розробці математичної моделі процесу підкопування коренеплодів в якості основної прийнята наступна робоча гіпотеза. Винесення коренеплоду на денну поверхню відбувається шляхом його спливання у вібруючому середовищі за рахунок різниці в геометричній формі та розмірах у порівнянні з ґрунтовими грудками, що його оточують. Таким чином, копач повинен вирішувати двояку задачу: оптимально розпушувати ґрунт і створювати в ньому силове поле, що сприяє спрямованому переміщенню коренеплоду.

У відповідності до прийнятої робочої гіпотези загальна схема аналітичних досліджень виглядає наступним чином. Поетапно визначають:

- складові повздовжньої складової сили опору ґрунту різанню;
- загальний опір різанню;
- питомий опір;
- ступінь розпушення ґрунту;
- середній прогнозований діаметр структурних агрегатів;
- діапазон коливань при якому прогнозований діаметр структурованих агрегатів буде меншим за приведений діаметр коренеплоду, що у відповідності до теорії А.М.Панченко є критерієм виносу коренеплоду на денну поверхню.

Встановлений оптимальний розділ діючих сил (рис. 1.11.).

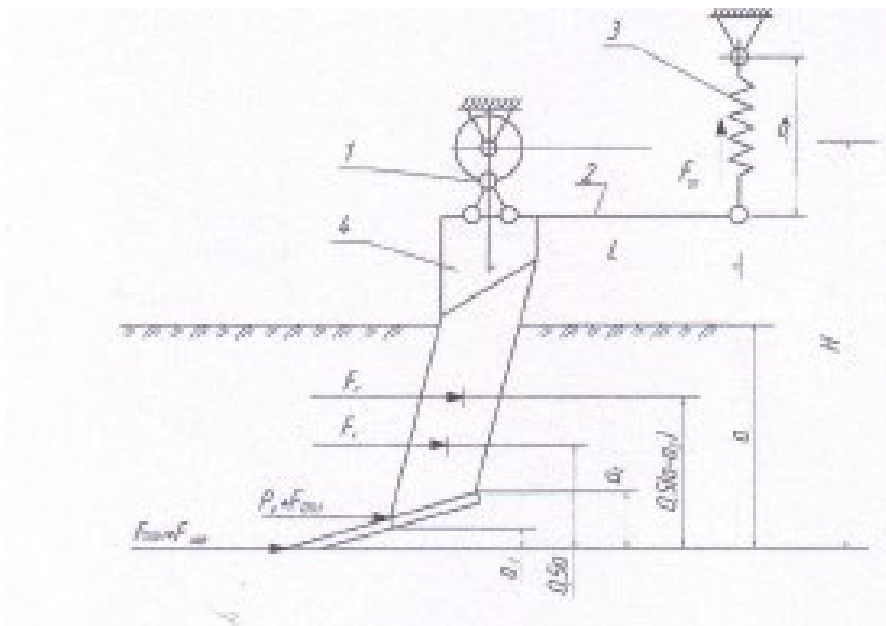


Рис. 1.11. Діаграма сил, що діють у поздовжній вертикальній площині:

Виконані розрахунки показали розбіжність з отриманими в ході польового експерименту даними. Це відбувається тому, що методика не враховує режим відносного шару ґрунту по поверхням робочого органу, як то коефіцієнт ковзання. Особливо це стосується бокових стояків, бо на них відбувається звуження потоку. Розглянемо, яким чином в аналітичній моделі визначають діючі сили.

Сила, що витрачається на відокремлення шару ґрунту. В процесі робочого руху від корпусу розповсюджуються лінії зколу (рис. 1.12) у повздовжно-вертикальній (під кутом $90^\circ + \varphi_2$) до поверхні долота) та поперечно-вертикальній (під кутом φ_2 до вертикалі) площинах [5].

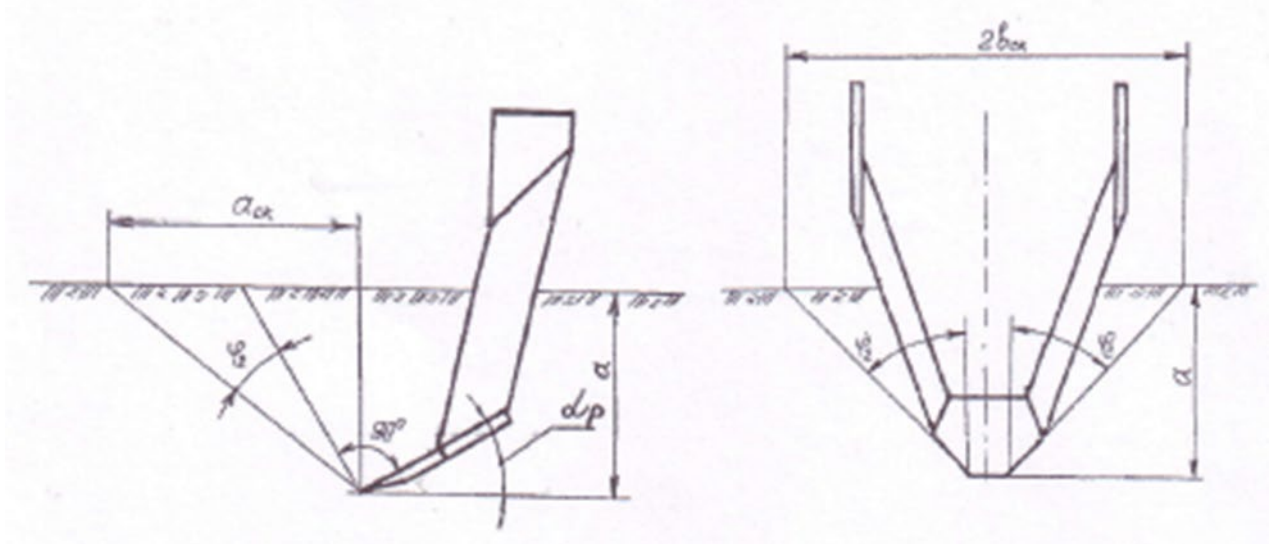


Рис. 1.12 Розповсюдження ліній зколу від знаряддя

Сила, що витрачається на відокремлення призми дорівнює:

$$F_{СК} = C_{num} \cdot F_{\Sigma}$$

де C_{num} – питоме значення частинок ґрунту

Питоме значення часток ґрунту визначається за відомою методикою [16] за допомогою приладу ДорНДІ. У відповідності до робіт [13,15] сила, що витрачається на відокремлення призми (коефіцієнт в даному випадку не враховується)

$$F_{СК(Г)} + F_{ЗАТ} = 1,73 \cdot C_{num} \cdot \left(\frac{2,3a}{b} + 1 \right) + 14,3 \cdot a \cdot \gamma + \frac{a}{b} (0,8 \cdot C_{num} + 0,24 \cdot \delta \cdot \gamma) + K' \cdot (Z + 0,4X) \cdot \frac{1}{a} + 0,65 \cdot \gamma \cdot V^2$$

$b = 0,5 \cdot \{b_1 + 2 \cdot (a - a_1) \operatorname{tg} \beta\}$ -приведена ширина захвату робочого органу;

β – кут розвалу бокових стояків;

a – глибина підкопування;

γ – питома вага ґрунту ;

δ – товщина стінки;

Z, X – параметри затуплення робочого органа;

K' – межа несучої спроможності ґрунту;

V – швидкість поступового руху агрегату.

Сила тиску ґрунту у міжстояковому просторі на ту частину, що діє на леміш та ту, що діє на бокові стояки. Дослідженнями Ю.А.Ветрова та А.Н. Зеленіна встановлено, що для робочих органів, які являють собою нахилену площину та рухаються у ґрунті на швидкостях до Н.А.Цитовича [19] з поправкою на швидкість за формулою.

Скористаємось цією методикою.

Схема діючих сил на долото (рис. 1.13.).

(На схемі представлені тільки сили, діючі у повздовжно-вертикальній площині).

Горизонтальна складова сил тертя та тиску ґрунту по поверхні леміша у відповідності до розрахункової схеми

$$F_{\text{л}} = P_E + F_{\text{тр}(\gamma)} \quad (1.10)$$

де P_E – горизонтальна складова сили тиску ґрунту на поверхню долота;

$F_{\text{тр}(\gamma)}$ – горизонтальна складова сили тертя.

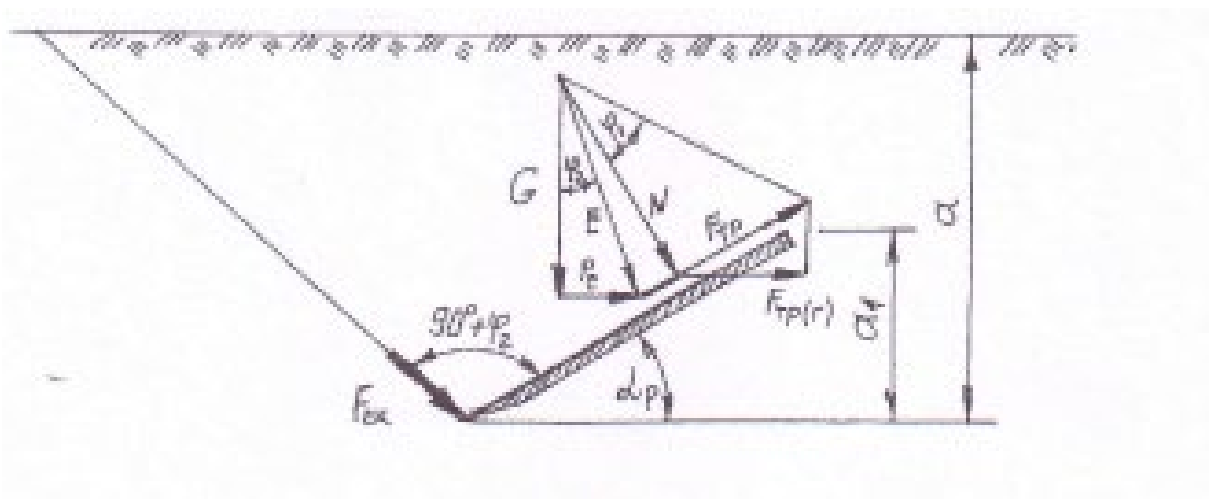


Рис 1.13 – Схема сил, що діють на леміш у повздовжно-вертикальній площині

На поверхню леміша діє сила тиску шару ґрунту E , вектор дії якої відхилений від сили тяжіння G на кут внутрішнього тертя φ_2 . Розглядаючи поверхню леміша як підпорну визначається E за формулою Кулона.

$$E = 4,9 \cdot b \cdot a_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi) \cdot \gamma_r, \quad (1.11)$$

де γ_r – об’ємна маса ґрунту,

b – приведена ширина захвату;

k_2 – коефіцієнт, що враховує зменшення внутрішнього тертя за рахунок дії вібрації.

Горизонтальна складова сили тиску

$$P_E = 4,9 \cdot a_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r \cdot \sin(k_2 \cdot \varphi_2), \quad (1.12)$$

Нормальна складова сили тиску

$$N = E \cdot \cos(\alpha_p - k_2 \cdot \varphi_2)$$

Горизонтальна складова сили тертя

$$F_{TP(r)} = F_{TP} \cdot \cos(\alpha_p) = N \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) = 4,9 \cdot b \cdot a_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r \cdot \cos(\alpha_p - k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) \cdot \frac{\sin(\alpha_p - \varphi_1)}{\cos \alpha_p} \quad (1.14)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта зовнішнього тертя під дією вібрації;

В даному випадку $\xi = \alpha_p$, бо нижні шари ґрунту рухаються безпосередньо по поверхні долота (леміша).

Остаточню

$$F_{II} = 4,9 \cdot b \cdot a_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r \cdot \left[\sin(k_2 \cdot \varphi_2) + \cos(\alpha_p - k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) \cdot \frac{\sin(\alpha_p - \varphi_1)}{\cos \alpha_p} \right] \quad (1.15)$$

Взаємодію бокових стояків з ґрунтом детально проаналізував А.М.Панченко. Проте, він розглядав випадок, коли леза бокових стояків підрізали ґрунт за межами відколотої призми ґрунту, тобто в не розпушеному середовищі. Практично боковий стояк розглядався як леміш, що працює у другій площині. В нашому випадку бокові стояки працюють в межах відколотої призми, тому схема діючих сил буде дещо відмінною (рис.1.14).

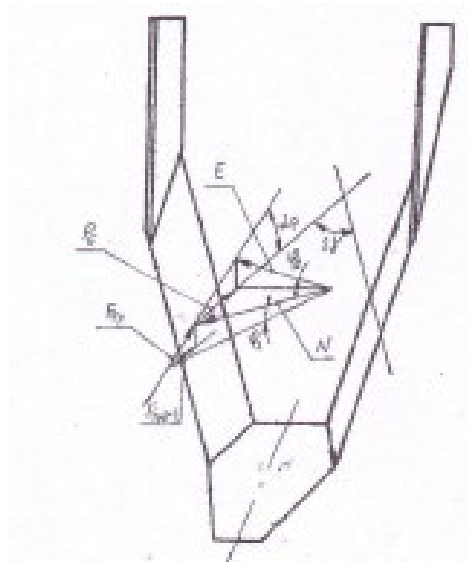


Рис.1.14. Розрахункова схеми сил, що діють на боковий стояк.

Тиск ґрунту на стояк (підпірна стінка)

$$E = 4,9 \cdot \delta (a - a_1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r,$$

де δ - ширина бокового стояка

a_1 - висота положення верхнього обрізу леміша (1.14).

Розглядаючи послідовно силові трикутники отримуємо

$$P_{E(B)} = E \cdot \sin(k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \cos(\alpha_p) = 4,9 \cdot \delta \cdot (a - a_1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r \cdot \sin(k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \cos(\alpha_p) \quad (1.16)$$

$$F_{TP(B)} = F_{TP} \cdot \cos(\alpha_p) = N \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) = E \cdot \cos(k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) = 4,9 \cdot \delta \cdot (a - a_1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - 0,5 \cdot k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \gamma_r \cdot \cos(k_2 \cdot \varphi_2) \cdot \operatorname{tg}(k_1 \cdot \varphi_1) \cdot \cos(\alpha_p) \cdot I, \quad (1.17)$$

Коефіцієнт ковзання I в даному випадку становить

$$I = \frac{\sin(\arccos(\cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \gamma) - \varphi_1)}{\cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \gamma}$$

Горизонтальна складова діючих на бокові стояки сил

$$F_C = 2 \cdot (P_{E(B)} + F_{TP(B)}) \cdot \cos(\gamma), \quad (1.18)$$

де 2γ – кут сходження стояків

$$F_V = b \cdot a \cdot \gamma_r \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2, \quad (1.19)$$

де $b_{\text{пр}}$ – приведена ширина захвату робочого органу;

V – робоча швидкість;

θ – задній кут.

Задній тяговий опір агрегату становить

$$P = F_{CK(r)} + F_{3AT} + P_E - F_C + F_V \quad (1.20)$$

В подальших розрахунках скористаємось методикою [20].

$$K_p = \frac{P}{b \cdot a} \quad (1.21)$$

$$D_{K50H} = \frac{\sqrt{I \cdot b \cdot a}}{I_0} = \frac{\sqrt[3]{1 \cdot 0,19 \cdot 0,12}}{1} = 0,248 \text{ м}, \quad (1.22)$$

Внутрішні напруження структурованих агрегатів для ґрунтових умов Дніпропетровської області (основний об'єкт дослідження) становлять $G = 1200 \text{ кН/м}^2$ і коефіцієнт сили $E = 3400 \text{ кН/м}^2$ [5].

Ступінь подрібленості дорівнює

$$i = \frac{1}{I_0} \cdot \left[\frac{2 \cdot K \cdot E}{G^2} + 1 \right], \quad (1.23)$$

Остаточний передбачуваний розмір структурованих одиниць.

$$D_{CP} = \frac{D_{K50H}}{2 \cdot i} \quad (1.24)$$

Результати розрахунків для ґрунтово – кліматичних умов, наближених до умов місця польових випробувань представлені в табл. 1.1

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків складових тягового опору

($b = 0,27\text{ м}, a = 0,15\text{ м}, \gamma = 1,32 / \text{см}^3, \delta = 0,005\text{ м}, \theta = 10^\circ, \varphi_1 = 22^\circ, \varphi_2 = 30^\circ, b = 0,190\text{ м}, a = 0,12\text{ м}$)

$C_{\text{пит}}$	$V,$ м/с	$(F_{\text{ск(г)}}+F_{\text{зат}}),$ кН	$P_E,$ кН	$F_{\text{тр(г)}},$ кН	$F_c,$ кН	F_v кН	$P,$ кН	$K_p,$ кН/м ²	1	$D_{\text{ср}},$ мм
0,5	0,5	0,245	0,012	0,105	0,210	0,018	0,590	25,88	2,21	56
	1,0	0,311	0,012	0,105	0,210	0,070	0,780	31,49	2,48	50
	1,5	0,425	0,012	0,105	0,210	0,157	0,909	39,86	2,87	43
1,0	0,5	0,462	0,012	0,105	0,210	0,018	0,807	35,39	2,66	46
	1,0	0,530	0,012	0,105	0,210	0,070	0,927	40,65	2,91	43
	1,5	0,644	0,012	0,105	0,210	0,157	1,128	49,47	3,33	37
1,5	0,5	0,682	0,012	0,105	0,210	0,018	1,027	45,04	3,12	40
	1,0	0,750	0,012	0,105	0,210	0,070	1,147	50,31	3,36	37
	1,5	0,864	0,012	0,105	0,210	0,157	1,348	59,12	3,78	33

Копач на єдиній пружинній опорі

Запропонована конструкція копача та розрахункова схема
представлена на ри.1.18.

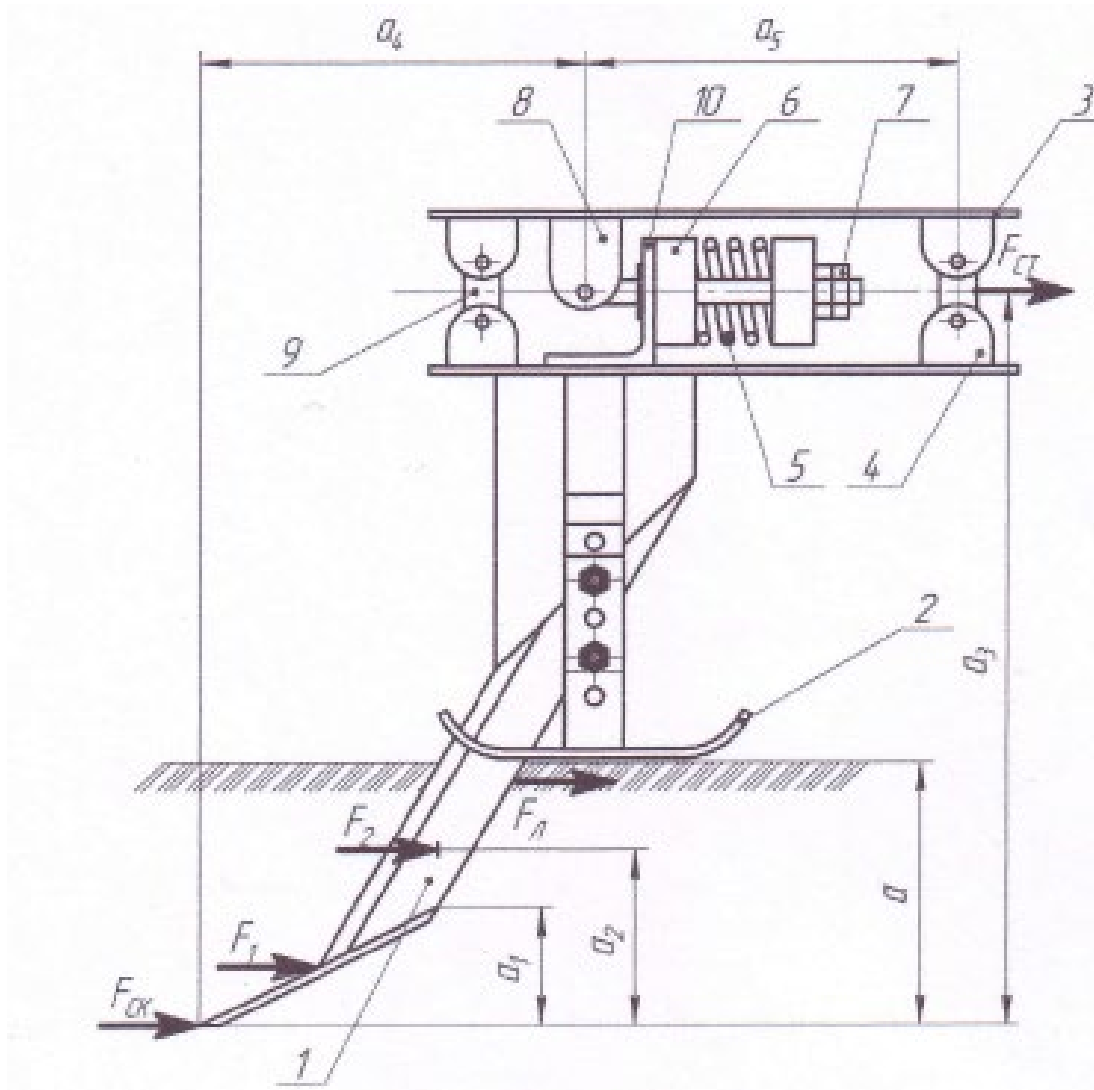


Рис. 1.18 – Розрахункова схема діючих сил:

1 – корпус; 2 – лижа; 3 – верхня плита; 4 – нижня плита; 5 – пружний елемент; 6 – стакан; 7 – гайка; 8 – кронштейн кріплення пружного елемента; 9 – паралелограмна начіпка; 10 – опора пружного елемента.

Модель відрізняється деталізацією діючих сил. Графічний аналіз моделі представлений на графіках рис.1.19 і 1.20

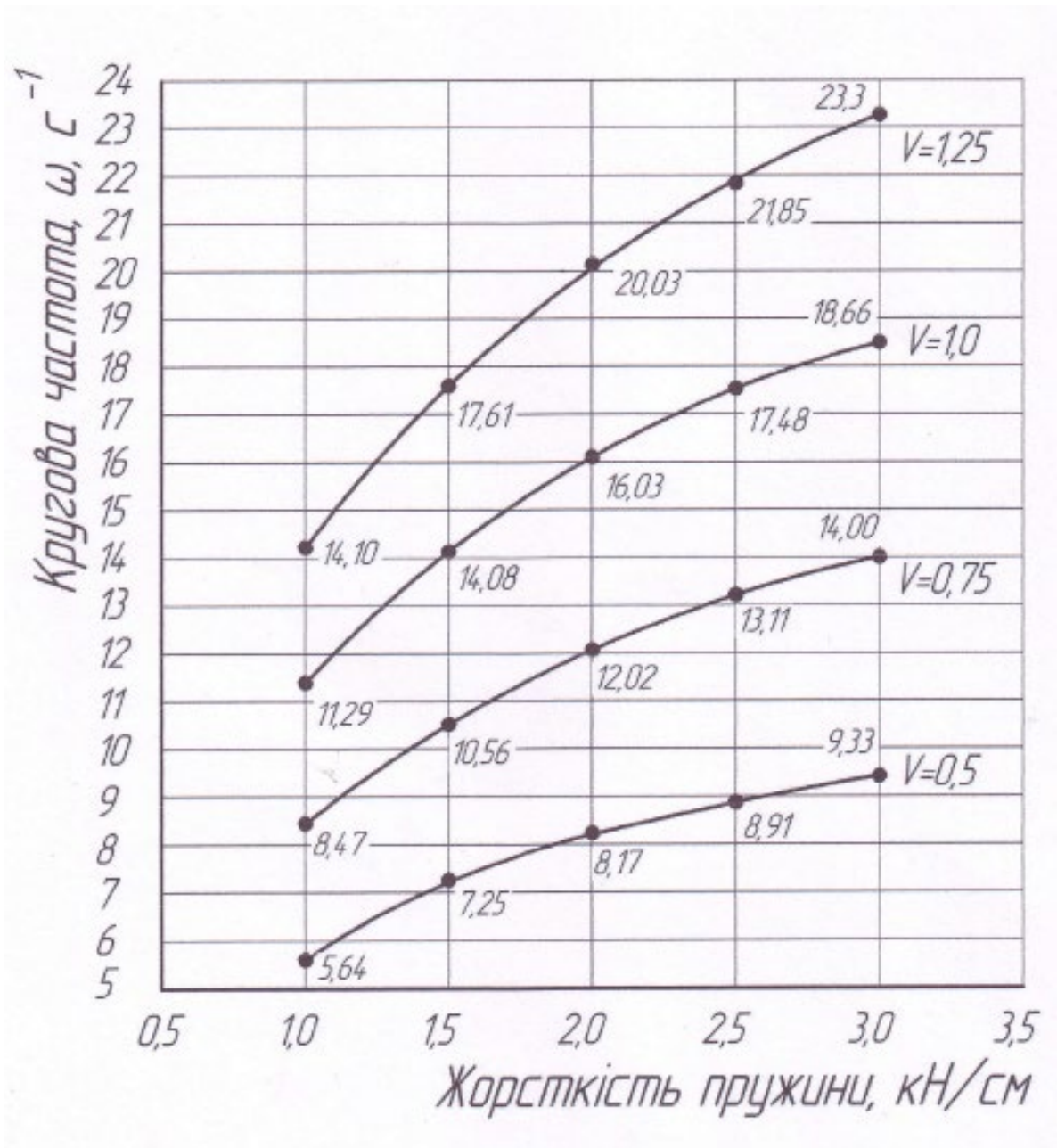


Рис. 1.19. – Залежність частоти коливань носка долота розпушувача від жорсткості пружини

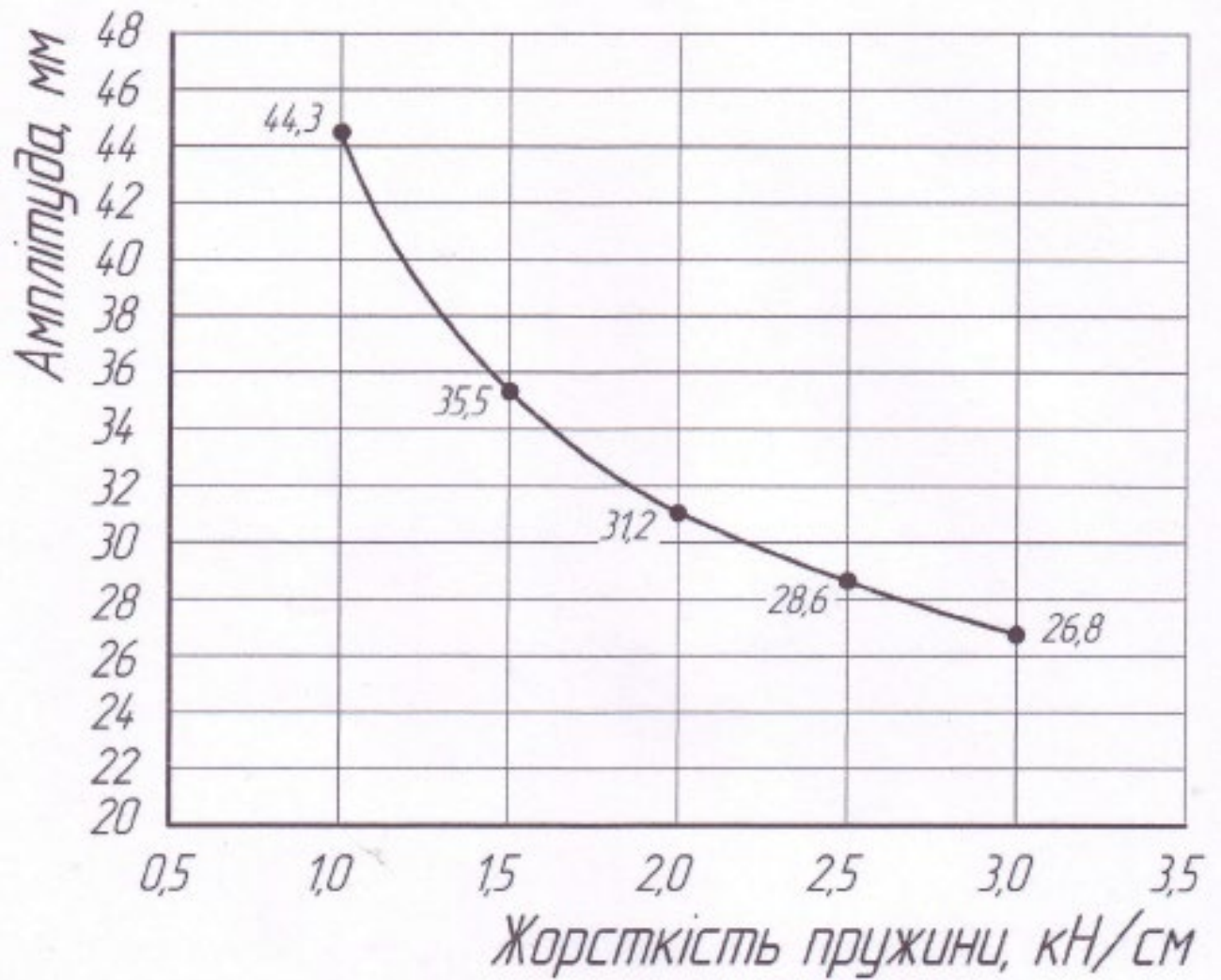


Рис. 1.20. – Залежність амплітуди коливань носка долота розпушувача від жорсткості пружини

Стові коренеплоди, зокрема морква, буряк, редис і редька, різняться за геометричною формою і розміром: від циліндричних і витягнутих конусів моркви до округлих редисок. Цей факт ускладнює розробку і виробництво копалок.

1.3. Обґрунтування теми роботи

Складність збирання столового коріння полягає в тому, що в процесі викопування утворюються ґрунтові грудки такого ж розміру, як і коріння. Купи, що надходять у сепарувальний робочий орган, містять значну кількість ґрунтових домішок. Механічна сепарація малоефективна та має суттєві недоліки. Тому після викопування коренеплодів їх здебільшого збирають вручну.

Одним із найперспективніших напрямів визнано розробку екскаватора, що поєднує в собі переваги пасивних V-подібних і вібраційних лемішних екскаваторів. До переваг екскаватора обраної концепції можна зарахувати те, що виїмка ґрунту відбувається за рахунок розпушення і струшування ґрунтового шару без опосередкованого контакту коренеплоду з робочим органом.

Аналіз теоретичних досліджень у галузі вібраційного викопування коренеплодів показує, що практично всі роботи стосуються викопування цукрового і кормового буряка, а також картоплі. Наявні теоретичні розробки можуть бути використані під час удосконалення екскаваторів для столових і цукрових коренеплодів та адаптації їх до умов збирання.

2. ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОПАЧА, АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Обґрунтування конструктивної схеми

В процесі активного V – подібного копача, було відмічено, що леміш негативно впливає на виконання робочим органом технологічного процесу: він спрямовує ґрунтовий потік в верхню зону міжстоякового простору, де вплив стояків значно слабшає. В той же час, В.М Булгаков [10-17] виконав серію експериментів з дволемешними незамкнутим копачем і підтвердив його ефективність. Тому, нами пропонується конструкція, яка дозволяє в повній мірі реалізувати можливості стояків. Конструктивна схема копача представлена на рис. 2.1. За основу був прийнятий копач з єдиною пружною опорою. На відміну від досліджуваного раніше, корпус не має лемеша і опорна лижа кріпиться до нерухомої частини рами, бо попередня конструкція гасила сили, що збуджують коливання.

В процесі роботи ми дотримувались гіпотези, що на пружний елемент діє стабільна номінальна повздовжна складова тягового опору, яка виконує попереднє стискання пружини, а потім змінна складова це стискання зменшує, або збільшує. За рахунок цього відбувається збудження коливань.

Конструктивні параметри стояків нами збереження:

- робоча ширина на висоті денної поверхні $b = 250$ мм;
- робоча ширина на висоті нижнього зрізу $b = 100$ мм;

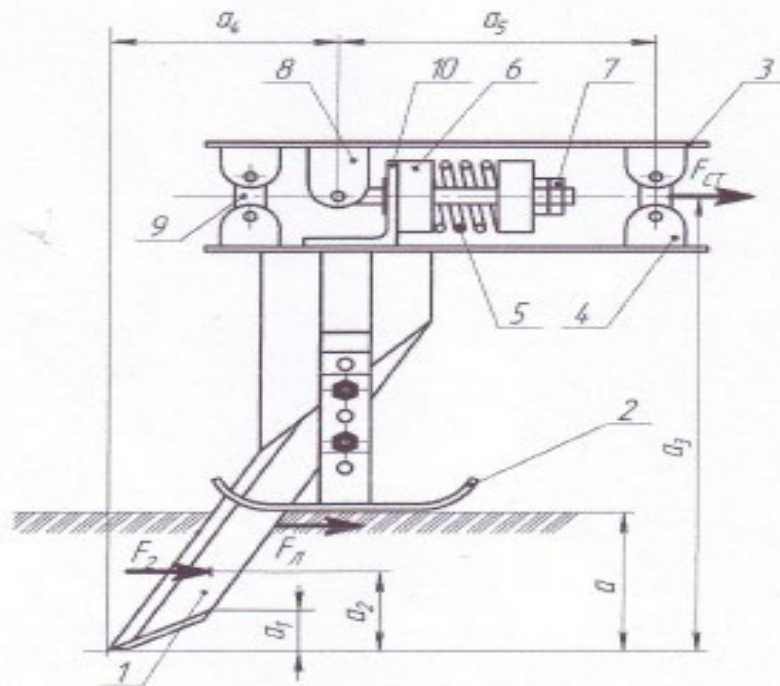
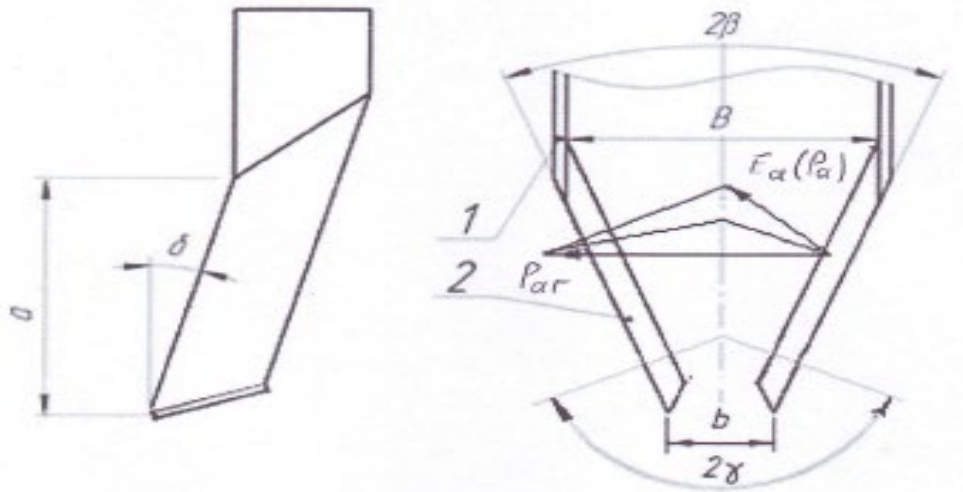


Рис. 2.1- Розрахункова схема копача;

- 1 – корпус; 2 – лижа; 3 – корпус; 4 – кронштейн; 5 – пружина; 6 – чашка; 7 – гайка; 8 – кронштейн; 8 – кронштейн; 9 – кронштейн; 10 – упор

Розрахункова схема діючих сил представлена на рис. 2.2.

Копач має плоскі поверхні і тому його можна розглядати як дві підпірні стінки. В такому разі, до конструкції можна застосувати рівняння Цитовича [19]

$$E_a = \frac{\gamma \cdot a^2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\varphi + \beta}{2} + \operatorname{tg} \right) \right]^2 \cdot \cos \beta \quad (2.1)$$

Повна сила, що діє на бокову поверхню стояка

$$P_a = E_a \cdot c, \quad (2.2)$$

Де $c = 100$ мм – ширина стояка

Горизонтальна складова діючої сили

$$P_{ar} = P_a \cdot \frac{\cos \beta}{\sin \gamma} \quad (2.3)$$

Сила тертя, що створює P_{ar}

Підставимо вихідні дані і отримаємо загальну повздовжню реакцію двох стояків копача

$$P_{ar} = 2 \cdot \frac{1,25 \cdot 20^2}{2} \cdot 1,36 \cdot 0,81 \cdot 10 = 32400z = 324H$$

Горизонтальна складова сили тертя

$$P_{ar} = 324 \cdot \operatorname{tg} 30 = 187H$$

Загальна повздовжна складова тягового опору (рис.2.1)

$$F_{CT} = 324 + 187 = 511H$$

За рекомендаціями В.М.Булгакова [4-7], раціональне значення амплітуди коливань приблизно становить 1,0 см. Тоді, рекомендована розрахункова жорсткість пружини $C_{ж} = 500H / см$

Підставимо вихідні дані і отримаємо загальну повздовжню реакцію двох стояків копача

$$P_{ar} = 2 \cdot \frac{1,25 \cdot 20^2}{1,36} \cdot 0,81 \cdot 10 = 32400 = 324H$$

Горизонтальна складова сили тертя

$$P_{ar} = 324 \cdot \operatorname{tg}30 = 187H$$

Загальна повздовжня складова тягового опору (рис.2.1)

$$F_{CT} = 324 + 187 = 511H \quad (2.4)$$

За рекомендаціями В.М.Булгакова [10-17], раціональне значення амплітуди коливань приблизно становить 1,0 см. Тоді, рекомендована розрахункова жорсткість пружини становить становить:

$$C_{ж} = 500H / \text{см}$$

2.2. Дослідження умов не заламування коренеплодів циліндричної форми розробленим вібраційним копачем

Відсутність лемеша призводить до того, що коренеплід в нижній своїй частині не обмежується в положенні. Копач переходить у клас дволемешкових копачів вібраційної дії. Така схема добре вивчена В.М.Булгаковим [10-17], дослідження якого ми використали в роботі. Мета проведених нами досліджень – на основі отриманих у роботі [10-17] результаті аналітичного дослідження ударної взаємодії вібраційного копача з тілом коренеплоду, у ґрунті. Продемонструвати раціональну конструкцію та кінематичні параметри робочого органа і виконання технічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з погляду невбивальності. В.М. Булгаков отримав аналітичне рівняння для визначення окружної частоти коливань заготовки за

заданої амплітуди за умови, що хвости коренеплодів не ламаються під час ударної взаємодії з вібруючою заготовкою котловану:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{[M_{32}]}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n tg\gamma \right). \quad (2.6)$$

З рівняння частота коливань робочого органу буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{1}{2\pi atg\beta} \left(\frac{[M_{32}]t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n tg\gamma \right). \quad (2.7)$$

Важливим розрахунковим параметром при визначенні взаємодії під час удару є маса заготовки, приведена до точки удару. З огляду на амплітуду і частоту коливань вібруючого копального знаряддя, що вібрує, та діапазон поступальних швидкостей наявного бильного комбайна, приблизний набір значень для наведеної маси можна отримати з рівняння (2.7).

Згідно В.М.Булгакову використовують наступні діапазони значень параметрів:

амплітуда коливань робочого органу $a = 8\text{мм} \dots 24\text{мм}$;

частота коливань робочого органу $\nu = 7,5 \dots 20,3\text{Гц}$;

швидкість поступального руху копача $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2\text{м/с}$

З виразу (2) отримуємо:

$$m = \frac{[M_{32}]t_{y\delta}}{ABh(1+\varepsilon)(2\nu\pi atg\beta + V_{\Pi}tg\gamma)} \quad (2.8)$$

Розрахунки проводилися для різних значень робочої глибини ґрунтообробного знаряддя, зокрема, для $z = 0,008, 0,016$ і $0,024$ м.

Таким чином, розрахункове значення наведеної маси гарантує, що коренеплоди не будуть зруйновані під час ударної взаємодії для конкретних значень глибини обробітку, амплітуди та частоти коливань робочого органу і

швидкості руху екскаватора. У більшості випадків робоча глибина екскаватора не перевищує 0,10 м. Приклад розрахунку наведено нижче.

На отриманих графіках чітко простежується тенденція зменшення маси бурового інструменту зі збільшенням частоти вібрації та швидкості поступального руху екскаватора.

Для частот $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц і збільшення швидкості поступального руху екскаватора в діапазоні $\nu = 1,4 \dots 2,2$ м/с, результати розрахунку наведеної маси наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – розрахункові значення приведених мас

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008$ м	$a = 0,016$ м	$a = 0,024$ м
0,8	2,00=4...45	1,18...2,82	0,83...2,07
0,10	1,17...2,38	0,63...1,51	0,45...1,11
0,12	0,49...1,08	0,29...0,69	0,20...0,50
0,14	0,17...0,37	0,10...0,24	0,07...0,17
0,16	0,03...0,07	0,02...0,05	0,01...0,03

Польові експерименти показали, що критична енергія ударного імпульсу для руйнування хвостика кореневища (діаметром 30-40 мм) становить 2,5-3,0 Дж. Це відповідає глибині ходу робочого органу 0,10-0,12 м.

У першому наближенні енергія ударного імпульсу дорівнює кінетичній енергії заготовки до удару. Таким чином, з рівняння (1) випливає, що енергія ударного імпульсу $m = \frac{2T}{V_{II}^2}$

Таким чином, отримані значення наведеної маси близькі до наведених у таблиці. та відповідний графік наведені на рис.2.2

Водночас частота змінюється таким чином. $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц, а швидкості поступального копача – в межах $V_{II} = 1,4 \dots 2,2$ м/с.

При збільшенні амплітуди коливань робочого органу спостерігається тенденція до зменшення маси. Так, при $z = 0,10$ м і амплітуди $a = 0,008$ м приведені маси змінюються в межах $m = 0,45...1,11$ кг.

Зменшення ваги робочого обладнання також зменшується зі збільшенням робочої глибини. Так, для амплітуди $a = 0,016$ м і робочої глибини $z = 0,10$ м приведена вага становить від 0,63 до 1,51 кг, а для тієї ж амплітуди і робочої глибини $z = 0,12$ м - від 0,29 до 0,69 кг.

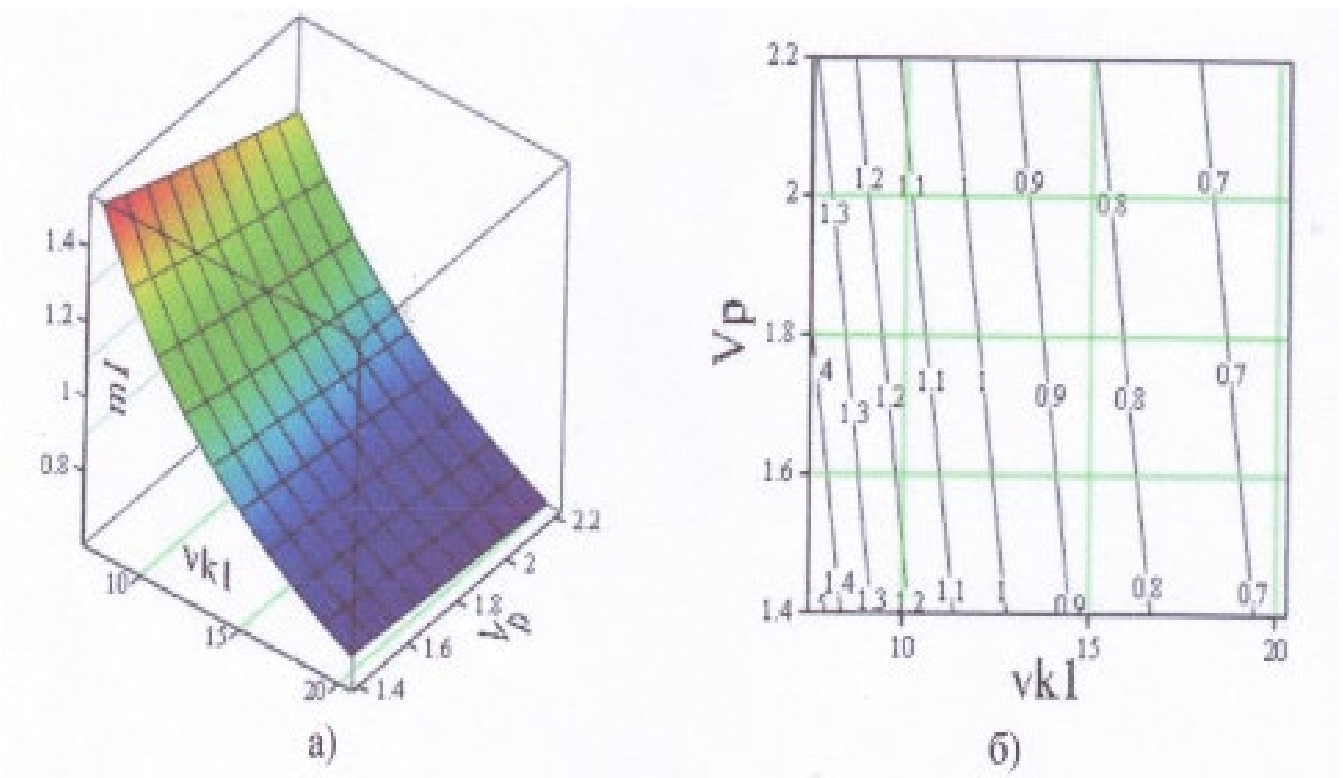


Рис. 2.2. Поверхня відгуку

Таким чином, у результаті таких розрахунків було отримано досить широкий діапазон значень наведеної маси заготовки. Зрозуміло, під час проектування конкретної вібруючої заготовки доводиться мати справу з конкретними значеннями наведеної маси. Однак, використовуючи результати наведених вище розрахунків, завжди можна сказати, який режим руху робочого тіла дає задану наведену масу, за умови, що коренеплоди не

ламаються. Крім того, вибравши з отриманого спектра наведених мас конкретні (або близькі до них) значення, можна розрахувати значення допустимих частот для ширшого діапазону амплітуд, глибин занурення робочого органу і швидкостей поступальних рухів копача. Дані розрахунки можна привести, вираз (2.8).

Наприклад, з таблиці 1 виберіть значення зменшеної маси $m=1,5$ кг. Це знаходиться в діапазоні значень приведеної маси $m=1,17... 2,38$ (глибина залягання робочого органу $0,10$ м, амплітуда коливань $0,008$ м).

Згідно з рівнянням (2), допустима частота коливань робочого органу розраховується як функція швидкості поступального руху екскаватора і амплітуди коливань робочого органу, тобто $v = (V_P, a)$. У цьому випадку швидкість поступального руху екскаватора становить $1,4... 2,2$ м/с, а амплітуда змінюється в діапазоні $0,008... 0,024$ м. Результати розрахунків наведено нижче. у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Допустима частота коливань робочого органа

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,8	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Нижче наведено графік функції $v = v(V_P, a)$ та контурний графік для приведеної маси робочого органу $m = 1,5$ кг та глибини ходу $z = 0,10$ м (рис. 2.3)

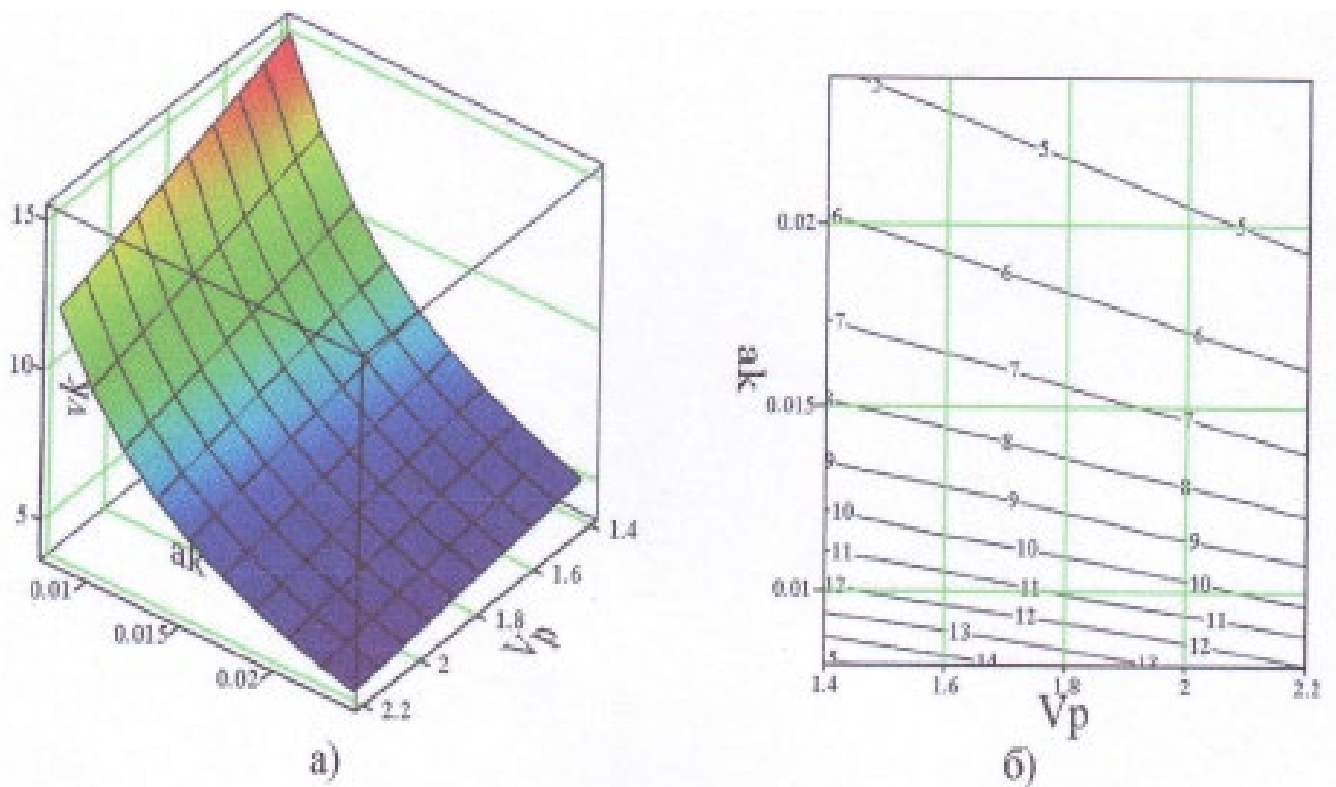


Рис.2.3 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу $\nu = \nu(V_p, a)$, Гц за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; приведена маса робочого органу $m = 1,5$ кг)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота доволі значною мірою залежить від амплітуди коливань робочого органу: у разі збільшення амплітуди коливань допустима частота швидко знижується. Допустима частота також знижується при поступовому збільшенні швидкості руху екскаватора.

Висновок

Розроблена аналітична модель ударної взаємодії робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, дала змогу за допомогою персонального комп'ютера розрахувати досить широкий діапазон режимів руху вібраційного екскаватора з урахуванням його конструктивних і технічних параметрів за умови, що хвіст коренеплоду не зламаний.

3. МЕТОДИКА ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методика визначення тягового опору

В зв'язку з тим що програмою досліджень було передбачено практичне визначення величини тягового опору, замість коренезбиральної машини в дослідях використовували тензометричну начіпку (рис. 3.1) Гуляйпільський механічний завод ПАТ «Мотор Січ», яка навішувалась на трактор МТЗ – 82. Особливість начіпки полягає в тому, що в її конструкції використані спеціальні демпфери, які гасять коливання. Така конструкція практично нівелює випадкові скачки і робить показання приладів більш точними.

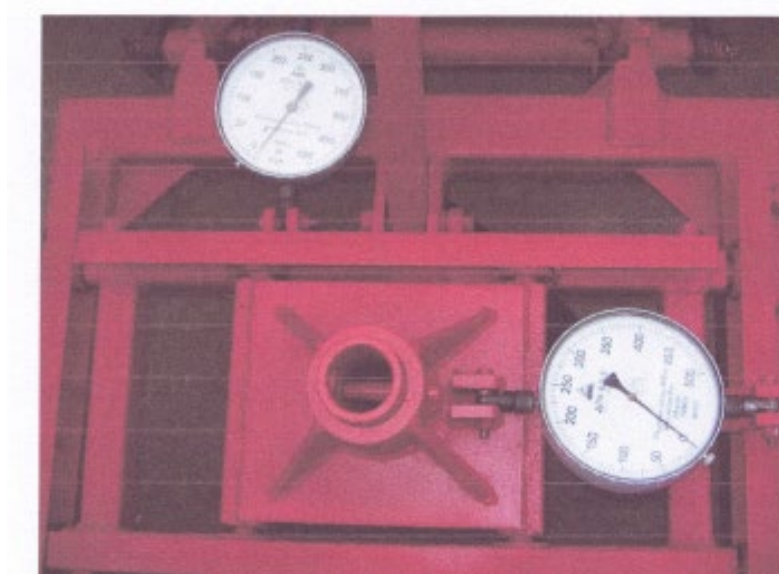


Рис. 3.1 – Загальний вид тензометричної начіпки:

- 1 – динамометр поперечної складової тягового опору;
- 2 – динамометр повздовжньої складової тягового опору;
- 3 – плита для навіски досліджуваного робочого органа.

Конструкція начіпки дозволяє заміряти як повздовжню, так і поперечну складову тягового опору. В разі симетричності стояків, що передбачене технічними умовами на конструкцію, копач не має поперечної складової.

Тому, в процесі роботи динамометр і шунтувався тягою (на рисунку не показана)

В процесі роботи, копач навішувався на плиту 3, обирався режим поступового руху і дослідна установка приводилась у дію. Показання динамометра 2 відстежувались візуально.

3.2 Визначення показників підкопування коренеплодів

Важливими показниками для подальшої оцінки роботи екскаватора були питома зв'язність частинок ґрунту та характеристики розподілу коренів у плантації. Питоме зчеплення часток за допомогою твердоміра ДорДНІ (рис.3.2.)

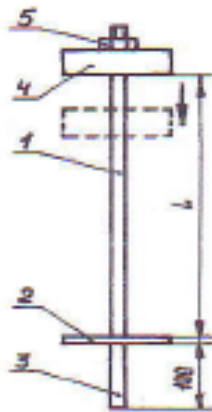


Рис. 3.2. Твердомір ДорДНІ:

1- направляюча, 2- обмежувач; 3- наконечник, 4 – вантаж, 5 - гайка

Далі у відповідності до графіка (рис. 3.3), якого побудовано на базі

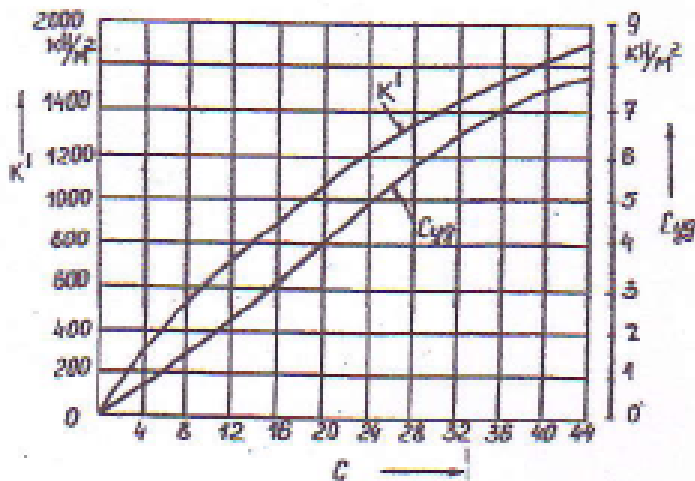


Рисунок 3.3 Залежність питомого зчеплення часток ($C_{уд}$) та межі несучої спроможності (K') від кількості ударів щільноміра ДорНДІ.

експериментальних даних, за кількістю ударів вантажу визначають питоме зчеплення часток ($C_{уд}$). Крім того, можна визначити межі несучої здатності (K').

Як і в попередньому дослідженні, експериментальна модель машини була випробувана на посівах моркви та буряка (на столові, цукрові та кормові цілі). Відстань між гребенями буряка становила 45 см, і розроблений компанією екскаватор був добре адаптований до такої відстані між гребенями.

Дослідження посіву моркви проводилося в гребневому варіанті (рис.3.4)

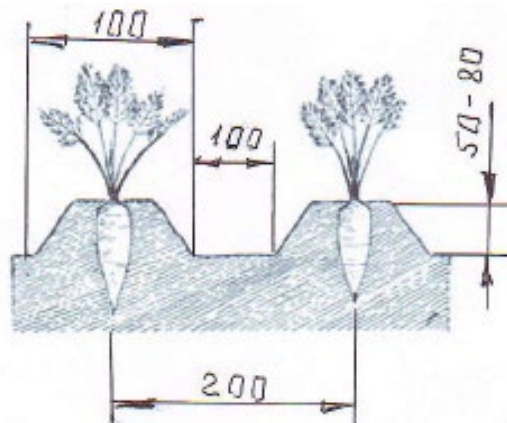


Рис 3.4 – Досліджуваний варіант розміщення коренеплодів моркви

Особливість наведених варіантів полягає в тому, що у варіанті звичайного смугового посіву (рис.3.3,а) лезо 1 робочого органу виконує блокове різання, а у варіанті гребневого посіву (рис.3.3,б) – деблоковане. Величини діючих в шарі ґрунту сил, будуть різні за напрямленням та величиною. Силкові поля будуть суттєво відрізнятися, що відбивається на

інтенсивності розпушення ґрунту та виносі коренеплодів на денну поверхню. Тому, дослідження проводили для обох варіантів посіву моркви, а також столового, цукрового буряків.

Підготовка плантацій для всіх наведених варіантів принципових відмінностей не мала. Три характерні ділянки довжиною $10 \pm 1,0$ м були обрані на відстані не менше 20 м від дороги. По обидва боки ділянок були зроблені смугові борозни довжиною до 1,5 м, з яких коренеплоди були видалені вручну. Потім були використані наступні показники:

- твердість, зв'язність частинок і вологість ґрунту;
- висота коріння над поверхнею ґрунту.
- кількість бур'янів на $1,0 \text{ см}^2$, довжина яких дорівнює або перевищує довжину верхівки.

Потім екскаватор приєднали до коренезбиральної машини, підключили гідравлічну систему і встановили опорні колеса на необхідну глибину копання. Агрегат завели за гребені, викопали на глибину робочого ходу в смузі і протягли вздовж гребенів.

Якість роботи оцінювали наступним чином.

Спочатку відбирали підщепи, які повністю лежали на поверхні при денному світлі. При цьому вважалось, що вони були покладені горизонтально на поверхню і тіло не було засипане ґрунтом. По-друге, були відібрані ті, що були частково відкриті, тобто знаходилися на поверхні, але з тілом, вкритим ґрунтом. І, нарешті, ті, що були викопані, але не лежали на поверхні. Результати підрахунків були використані для визначення частки кожної фракції. Крім того, було розраховано залежність кількості повністю видалених коренеплодів від довжини та форми.

Окремо визначали кількість пошкоджених коренеплодів. Згідно з рекомендацією [12], якщо пошкоджено $1/3$ поверхні, то її слід вважати пошкодженою. Однак таких пошкоджень не спостерігалось, тому такі дані не фіксувалися.

В зв'язку з тим, що робочий орган був навішений не на коренезбиральну машину, а на тензоцентричний візок, підкопані коренеплоди потрапляли в не бункер, а вкладались на поверхню плантації. Тому, для визначення кількості зв'язаного ґрунту корені підбирали з поверхні і склали у спеціально заготовлені ящики. Вага комбінованого ґрунту визначалася шляхом зважування відібраних коренеплодів після того, як машина проїхала відстань 10 м. Потім ґрунт вручну відокремлювали від коренеплодів, а чисті коренеплоди і ґрунт зважували окремо. Індекс забруднення - це співвідношення ґрунту до чистих коренеплодів, виражене у відсотках.

Висновки

1. Розроблений екскаватор вирізняється своєю універсальністю. Це означає, що ним необхідно викопувати не тільки один вид коренеплодів, а й цілу низку найпоширеніших у регіоні коренеплодів. Це накладає певну специфіку на всі етапи розробки, включно з визначенням параметрів, розробкою конструкції, лабораторними та польовими дослідженнями. Водночас методи на всіх етапах мають бути ідентичними для всіх видів коренеплодів.
2. У цьому розділі представлено оригінальні методики, що відрізняються від відомих. Експерименти показали, що використання цих методів виправдане. Точність вимірюваних параметрів методики забезпечується за рахунок.
3. Методика визначення складових тягового опору є модернізованим варіантом тензоцентричного візка. Модернізація полягала у встановленні спеціальних демпферів для гасіння випадкових збуджень, що дозволяє суттєво підвищити точність експерименту.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для дослідження було побудовано прототип екскаватора за описаною вище схемою. Основним напрямком дослідження було викопування моркви, оскільки викопування моркви було найбільш актуальним. Дослідження проводилося в активному режимі роботи екскаватора.

4.1 Умови проведення досліджень

Ґрунт - звичайний чорнозем із низьким вмістом гумусу;

Агротехнічний фон - Посів моркви стрічковим способом;

Щільність ґрунтового зразка г/см³.

Мін - 1.19

Максимум - 1,34

Середнє - 1.27

Кількість коренеплодів за довжиною, %

до 100 мм – немає

від 100 до 150 мм – 34

від 150 до 200 мм – 42

більше за 200 мм – 24

Глибина лемеша, мм – 250

4.2. Загальні результати досліджень

Стационарні копачі, як із попереднім різанням, так і без нього, виконують технічний процес на швидкості від 1,0 до 4,0 м/с. За нижчих швидкостей міжстелажний простір збивається. Це пояснюється тим, що для подолання сил опору, що виникають під час звуження траншеї, ґрунту необхідно надати певну енергію, а швидкості нижче 1,0 м/с явно недостатньо. У випадку з

рядними оковками цей показник не має значення, оскільки простір між стійками не звужується. Різниця в продуктивності процесу між серійними і дослідними машинами дуже очевидна. Серійні скоби не виводять коріння на поверхню. Вони просто руйнують їхній зв'язок із ґрунтом і залишають їх у вихідному положенні.

Це призводить до труднощів під час збирання коренеплодів. Це пов'язано з тим, що всі відомі комбайни можуть працювати із зубами над землею. Зверніть увагу, що експеримент проводився на коренеплодах моркви з невеликим звуженням або без нього. Занурювальний шлях на робочу глибину - 1,2 м

Подальші експерименти проводяться з використанням результатів досліджень у пасивному режимі при $\alpha = 23^\circ, 2\gamma = 90^\circ$.

Для основного дослідження в активному режимі було прийнято трифакторну симетричну схему 3х3х3. Рівні зміни факторів представлені в таб 4.1.

Таблиця 4.1. Рівні варіювання факторів

№	Фактор	Код	Рівні факторів		
			- 1	0	+ 1
1	Жорстокість пружини, н/см	X ₁	300	400	500
2	Глибина робочого ходу, см	X ₂	10	15	20
3	Робоча швидкість, км/год	X ₃	7,85	10	11,15

Експеримент проводили відповідно до розрахунку розрахункової матриці (табл. 4.2), що містить усі можливі комбінації рівнів чинників. Для кожного рівня факторів експеримент проводили тричі та брали середні значення.

Коренеплоди вирощували на рівні ґрунту не нижче 70..... 80% його тіла вважали таким, що з'явилося на поверхні протягом дня, коли воно перебувало над рівнем ґрунту.

Таблиця 4.2. Розрахункова матриця експерименту

№ дослідю	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ ²	X ₂ ²	X ₃ ²	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	Кількість коренеплодів повністю винесених на денну поверхню %		Нев'язка
											Факт	Розрах	
											1	+1	
2	+1	+1	+1	0	+1	+1	0	+1	0	0	97,6	97,69	-0,09
3	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	97,0	97,15	-0,15
4	+1	+1	0	+1	+1	0	+1	0	+1	0	95,5	95,49	+0,01
5	+1	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0	94,4	94,97	-0,07
6	+1	+1	0	-1	+1	0	+1	0	-1	0	94,6	94,45	+0,15
7	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	93,1	93,25	-0,15
8	+1	+1	-1	0	+1	+1	0	-1	0	0	92,8	92,81	-0,04
9	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	92,5	92,43	+0,07
10	+1	0	+1	+1	0	+1	+1	0	0	+1	96,7	96,94	-0,24
11	+1	0	+1	0	0	+1	0	0	0	0	96,3	96,45	-0,15
12	+1	0	+1	-1	0	+1	+1	0	0	-1	96,0	96,07	-0,02
13	+1	0	0	+1	0	0	+1	0	0	0	94,4	94,31	+0,09
14	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94,1	93,90	+0,20
15	+1	0	0	-1	0	0	+1	0	0	0	93,8	93,55	+0,25
16	+1	0	-1	+1	0	+1	+1	0	0	-1	92,3	92,84	+0,06
17	+1	0	-1	0	0	+1	0	0	0	0	91,8	91,91	-0,11
18	+1	0	-1	-1	0	+1	+1	0	0	+1	91,5	91,64	-0,14
19	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	95,8	95,86	-0,08
20	+1	-1	+1	0	+1	+1	0	-1	0	0	95,5	95,51	-0,01
21	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	95,1	95,19	-0,09
22	+1	-1	0	+1	+1	0	+1	0	-1	0	93,5	93,43	+0,07
23	+1	-1	0	0	+1	0	0	0	0	0	93,3	93,13	+0,17
24	+1	-1	0	-1	+1	0	+1	0	+1	0	93,0	93,14	-0,14
25	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	91,5	91,81	-0,31
26	+1	-1	-1	0	+1	+1	0	+1	0	0	91,2	91,26	-0,26
27	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	91,0	91,15	-0,15
	0Y=2543,3	1Y=16,6	2Y=40,8	3Y=6,8	Y11=1694,4	Y22=1697,2	Y33=1695,4	Y12=2,0	Y13=1,3	Y23=1,1			

За даними табл. 4.2 отримає рівняння регресії.

Коефіцієнт рівняння регресії

$$b = A_0(OY) - A_{01}(11Y) - A_{02}(22Y) - A_{03}(33Y) = 0,25926 \cdot 2543,3 - 0,11111 \cdot (1696,4 + 1697,2 + 1695,8) = 93,90$$

$$b_1 = A_1(1Y) = 0,05556 \cdot 16,6 = 0,92$$

$$b_2 = A_2(2Y) = 0,05556 \cdot 40,8 = 2,27$$

$$b_3 = A_3(3Y) = 0,05556 \cdot 6,8 = 0,38$$

$$b_{12} = A_{12}(12Y) = 0,08333 \cdot 2 = 0,17$$

$$b_{13} = A_{13}(13Y) = 0,08333 \cdot 1,3 = 0,11$$

$$P = 93,9 + 0,92X_1 + 2,27X_2 + 0,38X_3 + 0,15X_1^2 + 0,28X_2^2 + 0,03X_3^2 + 0,17X_1X_2 + 0,11X_1X_3 + 0,08X_2X_3 \quad (4.1)$$

де P – відсоток коренеплодів, повністю на поверхні поля.

Аналіз рівнянь регресії поверхні відгуку (рис. 4.1) показує, що найбільший вплив на процес буріння має жорсткість пружини. Найбільш якісні екскаватори виконують технічний процес на 10-15 мм за жорсткості пружини 500 н/см. Остаточний вибір параметрів має ґрунтуватися на енерговитратах. На даному етапі досліджень було мало технічних відмов.

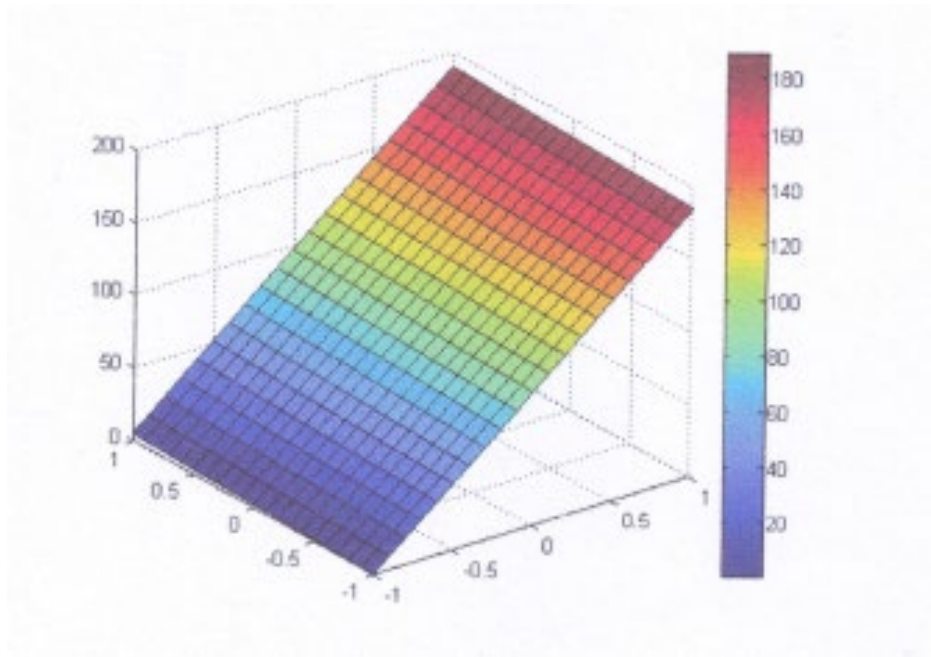


Рис 4.1. Графічна інтерпретація рівнянь регресії (поверхня відгуку):

$$X_1=0$$

$$P = 93,9 + 0,92X_1 + 2,27X_2 + 0,15X_1^2 + 0,28X_2^2 + 0,17X_1X_2$$

$$P_{MIN} = 91,31; P_{MAX} = 97,69$$

Проаналізуємо отримані експериментальні та теоретичні результати спільно. Для цього порівняємо врожайність за критерієм Фішера, тобто за дисперсією. Середня кількість кореневищ, виведених на поверхню протягом дня

де $n = 27$ - об'єм виробки.
$$N_{CP} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{27} N,$$

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(N - N_{CP})^2}{n}$$

Кількість ступіней свободи $k_1 = k_2 = 27 - 1 = 26$, тому теоритичне значення критерія Фішера $F = 1,67$.

Таблиця 4.3.

№	Експериментальні дані			Розрахункові дані		
	N_i	N_{CP}	$(N_i - N_{CP})$	N_i	N_{CP}	$(N_i - N_{CP})$
1	98,5	94,19	18,57	98,29	94,25	16,32
2	97,6		11,62	97,69		11,83
3	97,0		7,89	97,15		8,41
4	95,5		1,71	95,49		1,54
5	94,9		0,50	94,97		0,52
6	94,6		0,16	94,45		0,04
7	93,1		1,18	93,25		1,00
8	92,8		1,93	92,81		2,07
9	92,5		2,85	92,43		3,31
10	96,7		6,30	96,94		7,24
11	96,3		4,45	96,45		4,84
12	96,0		3,27	96,07		3,31
13	94,4		0,04	94,31		0,00
14	94,1		0,01	93,90		0,12
15	93,8		0,15	93,55		0,49
16	92,3		3,57	92,84		1,99
17	91,8		5,71	91,91		5,48
18	91,5		7,23	91,64		6,81
19	95,8		2,59	95,86		2,59
20	95,5		1,71	95,51		1,59
21	95,1		0,82	95,19		0,88
22	93,5		0,47	93,43		0,67
23	93,3		0,79	93,13		1,25
24	93,0		1,41	93,14		1,23
25	91,5		7,23	91,81		5,95
26	91,2		8,94	91,26		8,94
27	91,0		10,17	91,15		9,61
σ^2	$\sigma_1^2 = 2,03$			$\sigma_2^2 = 3,24$		

У відповідності до даних таблиці $\sigma_2^2 > \sigma_1^2$, тому критерій Фішера визначаємо як відношення

$$F = \frac{3,24}{2,03} = 1,60 < 1,67 \quad (4.2)$$

4.3. Тяговий опір копача

Дослідження тягового опору проводиться з метою перевірки адекватності розробленої аналітичної моделі взаємодії робочого органу з ґрунтом. Дослідження проводились в активному режимі: колова частота – 548 хв^{-1} , амплітуда коливань – 4 мм. Результати досліджень представлені у вигляді графіків (рис. 4.2.).

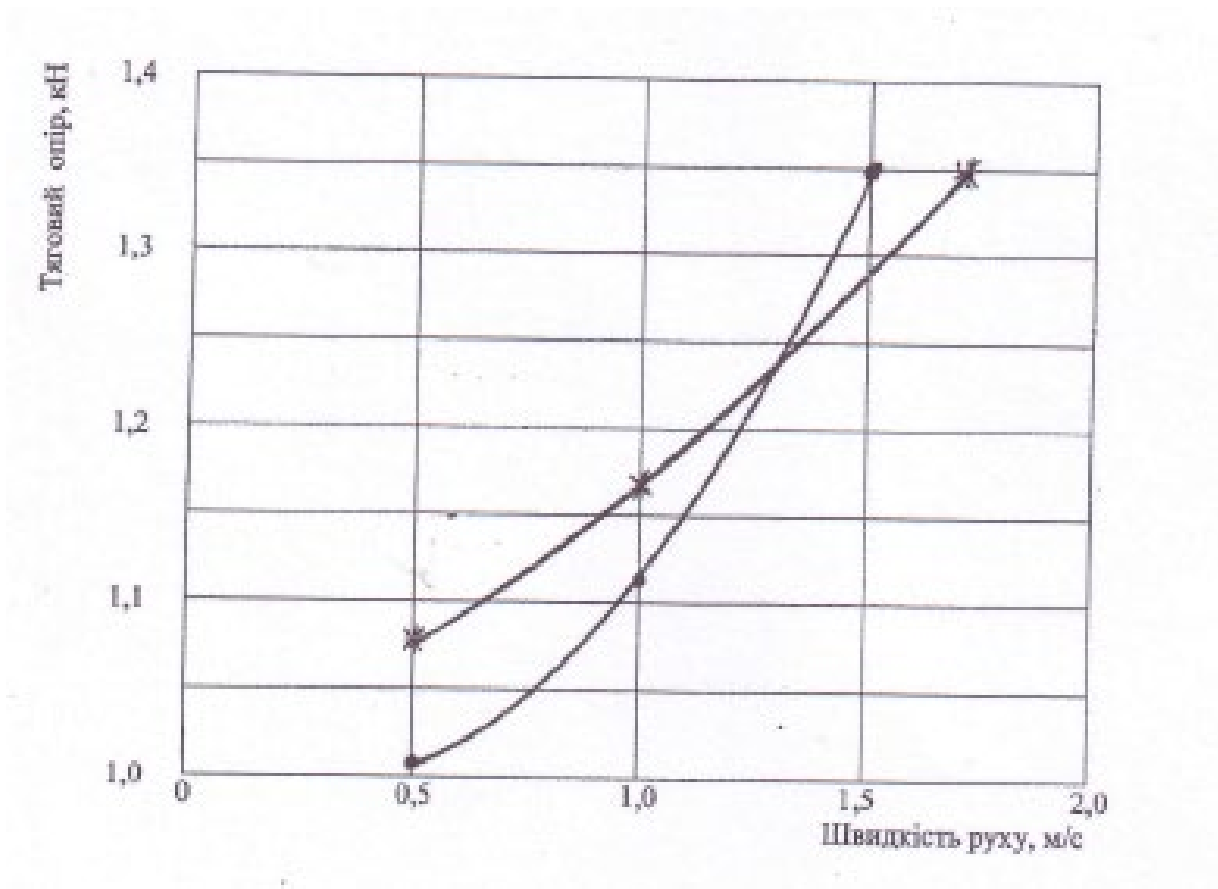


Рис. 4.2. Залежність тягового опору копача від поступової швидкості руху при питомому зчепленні часток ґрунту $1,5 \text{ кН/м}^2$.

- теоретично розраховані дані;
- заміряні значення

Аналіз залежностей показує, що розрахункові дані в основному знайшли підтвердження в ході експерименту. Деякі розбіжності на наш погляд пов'язані з тим, що динамічний опір (ф-ла Ветрова) залежить від швидкості поступового руху не в другому ступені, а дещо відрізняється.

4.4. Очікувана продуктивність та витрати палива розробленого копача

Продуктивність за годину визначається за формулою:

$$W_{год} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (4.3)$$

де $B_p = 1,4$ м

$V_p = 9$ км/год;

$$\tau = \frac{T_p}{T_{зм}}, \quad (4.4)$$

$$T_p = 7 - 0,03 - 0,05 - 0,2 - 0,43 - 0,10 - 0,3 - 0,07 - 0,05 = 5,2 \text{ годин} \quad (4.5)$$

$$\tau = \frac{5,2}{7} = 0,85 \quad (4.6)$$

$$W_{год} = 0,1 \cdot 1,4 \cdot 9 \cdot 0,85 = 1,1 \text{ га/год}$$

Витрата палива і мастильних матеріалів.

$$q = \frac{Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot T_x + Q_o \cdot T_o}{0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_p} \quad (4.7)$$

$$q = \frac{12 \cdot 4,5 + 6 \cdot 0,03 + 1,8 \cdot 0,054}{0,1 \cdot 1,4 \cdot 9 \cdot 4,5} = 9,57 \text{ кг/га}$$

У результаті розрахунків було отримано наступну очікувану витрату палива $q = 9,57$ кг/га

Висновки

1. Експериментальні дослідження значною мірою підтвердили положення математичної моделі взаємодії розробленого екскаватора з оброблювальним середовищем. Підтверджено працездатність робочого органу, перевірена конструкція та коректність кінематичних параметрів. Факторами, що найбільше впливають на якісні показники роботи екскаватора, є форма тіла коренеплоду і співвідношення його розмірів із ґрунтовою масою, що утворюється в процесі розпушення.

2. Екскаватор пропонованої конструкції показав хорошу якість виїмки ґрунту під час польових досліджень. Показники рихлості ґрунту не контролювалися, але візуально ступінь рихлості був прийнятним. Розрахунковий середній зменшений діаметр ґрунтових грудок варіювався від 33 до 56 мм, що забезпечує стійкий вихід коренеплодів на поверхню.

3. Обробка експериментальних даних показала прийнятні значення структурних і кінематичних параметрів:

- кут сходження бокових
стояків $2\gamma, - 90$
- жорсткість пружини, н/см – 500
- амплітуда коливань A , мм – 4
- глибина підкопування, см – 15

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Вимоги безпеки праці при підкопуванні коренеплодів

Розроблено загальні вимоги безпеки при виконанні операцій з підкопування коренеплодів:

- До керування тракторами допускаються тільки трактористи, які пройшли спеціальне навчання і мають посвідчення на право керування тракторами даної категорії;

- Перед початком технологічного процесу трактористи повинні пройти інструктаж з охорони праці, розписатися в журналі та отримати інструктаж з техніки безпеки;

- одяг тракториста-машиніста не повинен мати довгих звисаючих частин або подолів. Працювати дозволяється тільки в застебнутому і ретельно заправленому одязі та капюшоні; фартухи не допускаються;

- забороняється працювати з мотикою на тракторах;

- у кабіні водія трактора повинна знаходитися аптечка з повним набором медичних препаратів;

- необхідно систематично перевіряти надійність гальм і рульового управління;

- не розміщуйте вантажі на шасі комбайна і не використовуйте його не за призначенням;

- не входьте і не виходьте з кабіни трактора до його повної зупинки;

- необхідно постійно стежити за справним станом обладнання та наявністю придатних для використання засобів протипожежного захисту (вогнегасники з кріпленнями, лопати);

- господарствам забороняється вносити конструктивні зміни в техніку без дозволу органу державного технічного нагляду.

5.2. Вимоги безпеки перед початком роботи

Огляньте лопаті вентилятора двигуна і шків стартера на предмет тріщин, заїдань або сторонніх предметів.

Перевірте, чи немає відхилень у деталях і в проводці пристрою, який запобігає запуску двигуна за увімкненої передачі.

Під'їжджаючи до заправної станції паливно-мастильних матеріалів, під'їжджайте так, щоб вихлопна труба знаходилася з протилежного боку, загальмуйте машину і заглушіть двигун.

Перевірте цілісність причіпного обладнання машини та відсутність пошкоджень, тріщин і деформацій деталей.

5.3. Вимоги безпеки під час виконання роботи

Крім загальних вимог безпеки, перерахованих вище, необхідно враховувати конкретні умови експлуатації машини на місці і пов'язані з цим численні додаткові небезпеки. Вимоги, що відносяться до цих факторів, перераховані нижче:

- тракторист не повинен доручати роботу на машині нікому, крім відповідальної особи;
- забороняється стояти перед машиною під час роботи;
- усі регулювання і технічне обслуговування повинні виконуватися тільки після вимкнення двигуна і повної зупинки машини;
- не торкайтеся до рухомих частин машини, коли двигун працює;
- не надягайте ремені або ланцюги на шківи або зірочки і не змащуйте підшипники;

- після зупинки машини переведіть важіль перемикання передач у нейтральне положення;
- не підпускайте людей і транспортні засоби до зони повороту машини;
- не залишайте інструменти або сторонні предмети на машині після виконання регулювань або ремонту;
- після заходу сонця працюйте з повністю освітленими фарами.

5.4. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях та після закінчення роботи

1. Травми, спричинені осколками деталей, що обертаються, під час запуску двигуна.
2. Травми, спричинені різким рухом трактора під час запуску двигуна.
3. Опіки від займання палива під час заправки.
4. Травми, спричинені зіткненням зі сторонніми особами під час агрегування трактора і знаряддя.
5. Травми під час технічного регулювання зібраного знаряддя.
6. Видаліть з машини бруд, пил і рослинні залишки. Огляньте й усуньте всі дефекти.

Висновок.

У цьому розділі представлено вимоги безпеки при роботі модернізованою технікою. Представлено методи контролю техніки за показниками безпеки.

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

У цій роботі ми вдосконалили копач для коренеплодів КК-2, щоб його можна було ефективніше використовувати під час збирання врожаю. Розроблений нами копач може ефективніше викопувати коренеплоди і, таким чином, підвищити загальну швидкість машини. В результаті ми очікуємо, що продуктивність машини збільшиться з 0,8 до 1,1 га/год. Техніко-економічні показники розраховані в порівнянні з серійною машиною ККГ-1,4.

Таблиця 6.1.

Вихідні дані до техніко-економічних розрахунків.

№	Показник	Розмірність	Технологічна машина	
			Серійна	Модернізована
1	Річний обсяг <u>роботи</u>	га	15	15
2	Продуктивність	га/год	0,8	1,1
3	Витрати ПММ	кг/га	11,9	9,57
4	<u>Вартість:</u>	грн		
	- Трактора		530000	530000
	- Машини		61600	61900
5	Кількість обслуговуючого <u>персонала</u>		1	1

Розрахунки виконано і подано в Додатку А, а результати - у Таблиці 6.2.

Таблиця 6.2.

Техніко-економічні показники

№	ПОКАЗНИКИ	ВАРІАНТ	
		Базовий	Проект
1	Вид роботи	Збирання буряків	
2	Об'єм роботи, га	15	15
3	Склад агрегату: трактор машина	МТЗ-80 ККГ-1,4	МТЗ-80 КК-2
4	Продуктивність, га/ год	0,8	1,1
5	Кількість обслуговуючого персоналу -трактористів-машиністів -допоміжних працівників	1 -	1 -
6	Витрати праці, люд.· год/ га	25	18,18
7	Тарифна ставка, грн/год	67,51	67,51
8	Норма витрати пального, кг/ га	11,9	9,57
9	Комплексна ціна ПММ, грн/ кг	64,50	64,50
10	Експлуатаційні витрати, всього грн/га у тому числі: Витрати на ПММ Витрати на ТО, ТР, зберігання, -трактора -машини	127622,25 767,55 6784 788,48	124791,75 617,26 6784,16 792,68
11	Капітальні вкладення, грн/ га	39439,9	39459,9
12	Приведені затрати, грн/га	14424,13	14238,43
13	Річний економічний ефект, грн	-	2785,5
14	Термін окупності, років		0,1

Висновок.

Для виробництва розробленого екскаватора не потрібно виготовляти спеціальне обладнання, що знижує собівартість продукції. Прогнозований річний економічний ефект становить 2785,5 грн., термін окупності - 0,1 року на 15 га.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз існуючих конструкцій екскаваторів для різних видів коренеплодів показав актуальність подальших розробок, спрямованих на підвищення якості викопування та зниження енергоспоживання. Одним з найбільш перспективних напрямків було визнано створення копача, що поєднує в собі переваги пасивного V-подібного та коливального плужних екскаваторів. 2. До переваг копача обраної концепції можна віднести те, що викопування відбувається шляхом розпушування та струшування ґрунту без будь-якого опосередкованого контакту між коренеплодом та робочим органом.

3. Аналіз теоретичних досліджень в області вібраційного викопування коренеплодів показує, що майже всі дослідження стосуються викопування цукрових буряків, кормових буряків та картоплі. Існуючі напрацювання можуть бути використані при розробці викопувальних машин для покращення умов збирання столових коренеплодів.

4. Експерименти, проведені в Дніпровському національному університеті аграрної економіки за допомогою V-подібного долота, показують, що винесення картоплі, цибулі та моркви на поверхню протягом дня здійснюється за таких умов:

коефіцієнти подрібнення для структурованих заповнювачів. – $K_p = 10 \dots 14$;

- ступінь подрібнення ґрунту – $i = 65$;

Раціональні параметри копача:

- | | |
|---|-------|
| - кут сходження бокових стояків, 2γ , град | - 90 |
| - жорсткість пружини, н/см | - 500 |
| - амплітуда коливань, мм | - 4 |
| - глибина підкопування, см | - 15 |

5. Експериментально встановлено, що оптимальна робоча швидкість екскаваторів, при якій рівень травматизму знаходиться в прийнятних межах, знаходиться в діапазоні 1,5-2,0 м/с.

6. На основі техніко-економічних розрахунків очікується, що впровадження результатів дослідження у виробництво принесе наступні економічні вигоди 2785,5 грн при навантаженні 15 га

ЛІТЕРАТУРА

1. Адамчук В.В. Теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленим у ґрунті./ В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, І.В. Головач // Механізація та електрифікація с/г: міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. №92. – С. – 26-42.
2. Барановський В.М. Математична модель технологічного процесу викопування коренеплодів / В.М. Барановський // Вісник ТДТУ. – Тернопіль: ТДТУ, 2007. – Т.12 - № 3. – С. 59-69.
3. Барановський В.М. Механіко – технологічні основи розробки адаптованих коренезбиральних машин : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук / В.М. Барановський. – Тернопіль, 2007. – 40с
4. Булгаков В., Адамчук В., Головач І. Знаходження мінімально допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов забезпечення захоплювання кожного органу з умов забезпечення захоплювання кожного коренеплоду. / Вісник Львівського національного аграрного університету: агро інженерні дослідження. – Львів нац. аграр. ун-т, 2008. – с.123-131
5. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин: монографія / В.М. Булгаков. – К.: НАУ, 2005.–245с.
6. Булгаков В.М. Теорія вібраційного викопування коренеплодів / В.М. Булгаков, І.В.Головач, Д.Г.Войтюк //Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць національного аграрного університету. – Том XV, К.: НАУ. – 2003. – С.45–85.
7. Булгаков В.М., Головач І.В. Математичне моделювання кутових коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні./ Праці//Таврійська державна агротехнічна академія – Вип..39, - Мелітополь: ТДАТА, 2006.– с. 124–134.

8. Булгаков В.М., Головач І.В. Використання вібраційних робочих органів при викопуванні коренеплодів цукрових буряків. – Вісник аграрної науки, 2004, №2.–С.40-45
9. Булгаков В.М., Головач І.В. Дослідження вібраційного викопування коренеплоду цукрового буряку з ґрунту за допомогою рівнянь Ейлера./ Електротехніка і механіка. Науково-виробничий журнал. – №2, 2006.– с.67-75.
10. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Моделювання процесу вібраційного викопування коренеплодів. / Праці // Таврійська державна агротехнічна академія – Вип..39, - Мелітополь: ТДАТА, 2006.–с.26–33.
11. Булгаков В.М., Козіброда Я.І., Закалов І.О. Коливальні викопуючі органи бурякозбиральних машин з пружним шатуном./ Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Вип. 1. – 2000.–С. 176–185.
12. Волик Б.А. Методика визначення конструктивних параметрів V-подібного розпушувача для основного обробітку ґрунту / Б.А.Волик // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Загальнодержавний міжвідомчий науково-техн. збірник. Випуск 28. – Кіровоград: КДТУ, 1999. – С.190-194
13. Волик Б. Обґрунтування параметрів та дослідження активного копача коренеплодів V-подібної форми / Б.А. Волик, С.М.Друздь.– Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2008. - №12, том 1. – С.354–358.
14. Волик Б.А. Комбіноване ґрунтообробно-підкопуюче знаряддя для присадибних ділянок / Б.А. Волик. О.С. Гаврильченко, С.М.Друздь Вісник Харківського національно технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка.–Вип. 75.- Том 1. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків. 2008. – С.142-148.

15. Гевко Р.Б. Вдосконалення викопувально-очисних пристроїв бурякозбиральних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук / Р.Б.Гевко. – Київ. 1997.-32с.
16. Головач І. Математичне моделювання ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органа з коренеплодом цукрового буряку/ Вісник Львівського національного аграрного університету агро інженерні дослідження – Львів: Львівський нац. аграр. університет, 2008.–с.287-298.
17. Головач И.В. Построение модели извлечения коренеплода свеклы вибрационным выкапывающим рабочим органом. / И.В. Головач, О.И.Литвинов, А.М.Баулин. – Праці // Таврійська державна агротехнічна академія – Вип.39, - Мелітополь: ТДАТА, 2006.-с.206-216.
18. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006.–С.77-100.
- 19.Красніченко Н.С. Довідник конструктора по сільськогосподарським машинам. / Н.С.Красніченко. – К. Урожай, 1999.–154с.
20. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: навч. Посібник / [Кобець А.С., Іщенко Т.Д., Волик Б.А., Демидов О.А.]. – Дніпропетровськ : РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.
21. Практикум з використання машин в рослинництві / [Ільченко В.Ю., Кобець А С., Мельник В.П та ін]. – Дніпропетровськ : Дніпроп. держ агр. ун-т. – 2002. – 212с.
22. Сільськогосподарські та меліоративні машини : підручник / [Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. та ін.] – К.: Вища освіта, 2004.- 544с.
23. Обґрунтування рекомендацій до конструкції привода копача типу «скоба» для вібраційного викопування коренеплодів / [А.С.Кобець, М.М.Науменко, С.П.Сокол, А.М.Пугач] // Науковий вісник Луганського

- національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.– Луганськ: Видавництво ЛНАУ. 2011.№30.–С.40-46.
- 24.Панченко А.Н. Новый копач картофелекопателя : Праці Таврійської агротехнічної академії / А.Н. Панченко, Б.А. Волик, В.И. Янчук. – Вип. 2, Т15.– Мелітополь : ТДАТА, 2000,- С. 21-26.
- 25.Техніка сільськогосподарська. Методи визначення умов випробувань: ДСТУ 7435:2013. – [Чинний від 2014-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2013. – 25 с. – (Національний стандарт України). Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А.Н. Панченко. – Днепропетровск: ДГАУ, 1999.–140с.
- 26.Гуменюк Ю.О. Установка для дослідження взаємодії робочих органів з ґрунтом / Ю. О. Гуменюк, О. М. Димчев, В. П. Ковбаса, М.М. Кучер // Механізація сільськогосподарського виробництва: збірник наукових праць НАУ.– К., 2000. - Т. VIII. – С. 262 – 265.
27. Погорілий М.Л. Підвищення технології ефективності бурякозбиральних машин: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.11.–Київ, 2001.–21с.
- 28.Сільськогосподарські машини. Основи теорії розрахунку : Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред Д.Г. Войтюка.– К.: Вища освіта, 2005.–464с.
29. Сокол С.П. Обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів удосконаленого робочого органа для викопування коренеплодів: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук / С.П. Сокол.– Мелітополь, 2013.–21с.
30. Теслюк Г.В. Знаряддя V-подібної форми для покращення механічного складу ґрунту в процесі технічної рекультивації / Г.В. Теслюк , В.О. Колбасін, С.В. Друздь // Рекультивація складних техноекосистем у новому тисячолітті: ноосферний аспект: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2012.–С.230-231.

31. 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.
32. Законах України «Про охорону праці». Документ 2694-ХІІ, чинний, поточна редакція — Редакція від 16.10.2020, підстава - [124-IX](#) URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>

ДОДАТКИ

Базовий

$$W_{\text{СЕЗ}} = 15 \text{ га}$$

Кількість нормо-годин у обсязі робіт:

Базовий

$$K_{\text{НГ}} = \frac{W_{\text{СЕЗ}}}{W_{\text{год}}} = \frac{15}{0,8} = 18,75 \text{ год}$$

Проект

$$W_{\text{СЕЗ}} = 15 \text{ га}$$

Проект

$$K_{\text{НГ}} = \frac{W_{\text{СЕЗ}}}{W_{\text{год}}} = \frac{15}{1,1} = 13,63 \text{ год}$$

Кількість обслуговуючого персоналу $n = 1$ тракторист-машиніст. Витрати праці:

Базовий

$$V_{\text{П}} = K_{\text{НГ}} \cdot n = 18,75 \cdot 1 = 18,75 \text{ год}$$

Проект

$$V_{\text{П}} = K_{\text{НГ}} \cdot n = 13,63 \cdot 1 = 13,63 \text{ год}$$

Тарифний розряд роботи - п'ятий з тарифною ставкою 67,51 грн/год.

Норма витрати палива у відповідності з виконаними у главі 4 розрахунками становить:

Базовий

$$V_{\text{ГММ}} = 11,9 \text{ кг/га}$$

Проект

$$V_{\text{ГММ}} = 9,57 \text{ кг/га}$$

Комплексна ціна паливо-мастильних матеріалів – $C_{\text{ГММ}} = 64,50 \text{ грн/кг}$.

Балансова вартість агрегатів:

Базовий

Трактор МТЗ-82 - 340000грн

ККГ-1,4 - 35400грн

Всього 375400грн

Проект

Трактор МТЗ-82 - 340000грн

КМ-6М 36000грн

Всього 376000грн

Норма амортизації для трактора – 15%.

Нормативне завантаження на рік –

- трактора - 1000год;

- машини - 480год

Норма витрат на ТР, ТО і зберігання:

- $\alpha_{\text{ТО}} = 11\%$ - норма відрахувань на ТО;
- $\alpha_{\text{З}} = 0,2\%$ - норма відрахувань на зберігання;
- $\alpha_{\text{ТР}} = 8\%$ - норма відрахувань на ремонт.

Експлуатаційні витрати на 1га:

Основна і додаткова заробітна плата з нарахуваннями:

$$\Pi = \frac{C_T}{W_{\text{год}}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (6.1)$$

де C_T - тарифна ставка, 67,51 грн/год;

K_1 – коефіцієнт, що враховує додаткову оплату (20%);

K_2 – коефіцієнт, що враховує нарахування на соціальні міроприємства.

Базовий	Проект
$\Pi = \frac{67,51}{0,8} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,382 = 139,95 \text{ грн/га}$	$\Pi = \frac{67,51}{1,1} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,382 = 101,78 \text{ грн/га}$

Амортизаційні відрахування.

Норма амортизації для трактора – 15%, машини – 15%.

Нормативне завантаження на рік:

- трактора - 1550год;
- машини - 480год

Базовий	Проект
Трактор: $A_{\text{ТР}} = \frac{34000 \cdot 15}{100 \cdot 1550 \cdot 0,8} = 4,11 \text{ грн/га}$	$A_{\text{ТР}} = \frac{34000 \cdot 15}{100 \cdot 1550 \cdot 1,1} = 2,99 \text{ грн/га}$
машина: $A_{\text{М}} = \frac{61600 \cdot 15}{100 \cdot 480 \cdot 0,8} = 24,06 \text{ грн/га}$	$A_{\text{М}} = \frac{61900 \cdot 15}{100 \cdot 480 \cdot 1,1} = 17,58 \text{ грн/га}$

Всього: $A_{\Sigma} = 4,11 + 24,06 = 28,17 \text{ грн/га}$

$A_{\Sigma} = 2,99 + 17,58 = 20,57 \text{ грн/га}$

Базовий	Проект
$V_{ПММ} = Ц_{ПММ} \cdot W_{ПММ} = 64,50 \cdot 11,9 = 767,55$ грн/га	$V_{ПММ} = 64,50 \cdot 9,57 = 617,26$ грн/га

Витрати на ТО, ТР і зберігання:

$$B = \frac{B_b \cdot (\alpha_{ТО} + \alpha_z + \alpha_{ТР})}{100 \cdot K_{нр} \cdot W_{год}}, \quad (6.2)$$

де B_b – балансова вартість, грн;

Базовий	Проект
Трактор: $B_{ТР} = \frac{530000 \cdot (11+8+0,2)}{100 \cdot 18,75 \cdot 0,8} = 6784$ грн/га	$B_{ТР} = \frac{530000 \cdot (11+8+0,2)}{100 \cdot 13,63 \cdot 1,1} = 6787,16$ грн/га
Машини: $B_M = \frac{61600 \cdot (11 \cdot 8 + 0,2)}{100 \cdot 18,75 \cdot 0,8} = 788,48$ грн/га	$B_M = \frac{61900 \cdot (11 \cdot 8 + 0,2)}{100 \cdot 13,69 \cdot 1,1} = 792,68$ грн/га

Всього по агрегату:

$B_{ТР} = B_{ТР} + B_M = 6784 + 788,48 = 7572,48$ грн/га	$B_M = 6787,16 + 792,68 = 7579,84$ грн/га
--	---

Всього експлуатаційних витрат на 1 га:

Базовий	Проект
$E_B = 139,95 + 28,17 + 767,55 + 7572,48 = 8508,15$ грн/га	$E_B = 101,78 + 20,57 + 617,26 + 7579,84 = 8319,45$ грн/га

Експлуатаційні витрати на весь обсяг роботи:

Базовий	Проект
$E_{\Sigma} = E_B \cdot W_{\text{СЕЗ}} = 8508,15 \cdot 15 = 127622,25$ грн	$E_{\Sigma} = 8319,45 \cdot 15 = 124791,75$ грн

Капітальні вкладення на 1 га:

Базовий	Проект
Трактор: $K_B = \frac{B_B}{W_{\text{СЕЗ}}} = \frac{530000}{15} = 35333,3$ грн/га	$K_B = \frac{530000}{15} = 35333,3$ грн/га

Машини: $K_B = \frac{61600}{15} = 4106,6$ грн/га	$K_B = \frac{61900}{15} = 4126,6$ грн/га
--	--

Всього:

$$K_B = 35333,3 + 4106,6 = 39439,9 \text{ грн/га} \quad K_B = 35333,3 + 4126,6 = 39459,9 \text{ грн/га}$$

Приведені витрати на 1га:

$$П_B = E_B + 0,15 \cdot K_B$$

Базовий	Проект
$П_B = 8508,15 + 0,15 \cdot 39439,9 = 14424,13$ /га	$П_B = 8319,45 + 0,15 \cdot 39459,9 = 14238,43$ грн/га

Приведені витрати на весь обсяг робіт:

Базовий	Проект
$П_{\Sigma} = П_B \cdot W_{\text{СЕЗ}} = 14424,13 \cdot 15 = 216361,79$ грн	$П_{\Sigma} = 14238,43 \cdot 15 = 213576,45$ грн

Річний економічний ефект:

$$E_E = 216361,95 - 213576,45 = 2785,5 \text{ грн}$$

Термін окупності:

$$T_o = (591900 - 591600) / 2785,5 = 0,1 \text{ роки}$$

Результати розрахунків представлено у табл. 6.2.