

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ШТИРОВ ЮРІЙ СЕРГІЙОВИЧ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ  
завідувач кафедри механізації  
сільського господарства  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Анатолій ПОЛЯКОВ  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БОРОНУВАННЯ ПОСІВІВ  
Спеціальність 208 Агроінженерія

Кваліфікаційна робота  
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Керівник:  
докт. техн. наук, професор  
Єн Дар КІМ  
\_\_\_\_\_

Оцінка: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
бали/за шкалою ЄКТС/за національною шкалою

Київ – 2023

# 1 АНАЛІЗ СИСТЕМ ТА КОНСТРУКЦІЙ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

## 1.1 Поверхнева обробка ґрунту

Обробка ґрунту спрямована на збереження і підвищення її родючості на усій глибині розміщення кореневої системи рослин, що сприяє отриманню великих урожаїв сільськогосподарських культур.

Залежно від ґрунтово-кліматичних умов зон виробництва сільськогосподарських культур застосовуються різні системи обробки ґрунту [21, 36].

Система обробки ґрунту - це сукупність послідовно виконуваних прийомів обробки ґрунту при обробітку певних культур [38]. Прийоми і способи, що входять в систему обробки ґрунту, мають певну, логічно взаємозв'язану послідовність і спрямовані на рішення завдань відповідно до ґрунтово-кліматичних умов, засміченості полів, біологічних особливостей і агротехнічних вимог до сільськогосподарської техніки, різних сортів оброблюваних культур [38].

Система обробки ґрунту вибирається залежно від висаджуваної культури і ґрунту. Крім того, за часом виконання система обробки ґрунту може бути зяблева, передпосівна і післяпосівна.

Серед основних систем принципово розрізняють три:

- традиційна відвальна (класична) система обробки ґрунту;
- □ мінімальна (безплуговий обробіток з постійним розпушуванням ґрунту);
- □ No - Till технологія (безвідвальна).

У світі все-таки домінує традиційна обробка ґрунту [10, 35]. Так, з 1,5 млрд га ріллі, яку має в розпорядженні наша планета, мінімальна обробка використовується на 0,4, а нульова - на 0,1 млрд. га. Сукупно усього на 30% орних земель застосовується мінімальна і безвідвальна технології, географічно це в основному степова і напівстепова зони [11].

Класична система обробки ґрунту є найбільш древньою з усіх систем, вона включає обробку ґрунту за допомогою плуга (з оборотом пласта) з подальшою роботою культиватора, оснащеного роликами, що наочують [20]. Заснована обробка ґрунту (оранка) виконується двічі в рік: навесні, при настанні фізичної стиглості ґрунту і восени, після збирання врожаю, при чому восени перед оранкою необхідно провести лушення стерні для розпушування верхнього шару ґрунту і підрізування смітних рослин. Оранка в даному випадку вирішує відразу декілька важливих питань: закладення пожнивних залишків в ґрунт, закладення пророслих бур'янів, знищення до 50 % зимуючого запасу дротяника і інших шкідників.

Проте, слід зазначити, що класична система, залишається самою неефективною і витратною з енергетичної і економічної точки зору, оскільки вимагає більше часу на обробку ґрунту і використання значної кількості різних агрегатів [10].

Мінімальна система обробки в першу чергу ефективна на ґрунтах легкого і середнього гранулометричного складу, використання цієї технології дозволяє підвищити родючість цих ґрунтів і як наслідок отримати приріст у врожайності культур. На ґрунтах з низькою родючістю мінімізація обробки повинна обов'язково супроводжуватися застосуванням добрив [38].

За рахунок зменшення числа проходів, глибини оброблюваної поверхні поля, а також поєднання декількох операцій і прийомів в одному робочому процесі мінімальна система забезпечує зниження енергетичних витрат [16, 31].

З екологічного погляду, безвідвальна обробка ґрунту сприятливо позначається на біологічній різноманітності розвитку корисних мікроорганізмів. Безвідвальна обробка ґрунту запобігає водній і вітровій ерозії, підвищує врожайність культур [20]. З практичної точки зору при використанні цієї технології необхідно обов'язково враховувати географічне розташування полів і вирощувану культуру [26].

Різниця між мінімальним обробітком і No - Till технологією передусім полягає в інтенсивності і особливе в глибині обробки [30]. Якщо мінімальна система

спрямована на те, щоб обробляти верхній шар ґрунту з пророслими коренями з певним розривом, то за системою No - Till треба проводити тільки одну обробку на глибину закладення насіння.

Проте слід враховувати, що мінімальні і безвідвальні системи обробки ґрунту, незважаючи на безперечні позитивні сторони, мають ряд недоліків [20]:

- труднощі закладення органічних і мінеральних добрив
- слабе кришіння оброблюваного шару ґрунту
- недостатньо ефективна боротьба з бур'янами, хворобами і шкідниками сільськогосподарських культур.

При необхідності руйнування ґрунтової кірки, кришіння ґрунтових грудок, закладення добрива або ущільнення ґрунту необхідно прибігати до методів поверхневої обробки ґрунту. Найбільш вигідний, простий і ефективний метод поверхневої обробки ґрунту – боронування [27].

Слід зазначити, що боронування, як техніка поверхневої обробки ґрунту, в тій чи іншій мірі може бути присутнім в кожній з вищезгаданих технологій : в деяких ця процедура виступає як самостійна - окрема операція, а в деяких, як додаткова - допоміжна.

## **1.2 Агротехнічні вимоги до боронування**

Боронування - цей агротехнічний захід розпушування поверхні ґрунту боролами або ротаційними цапками (рисунок 1.1) [36]. В процесі боронування відбувається наступне: кришіння і розпушування ґрунту, перемішування добрив з ґрунтом і вирівнювання поверхні.

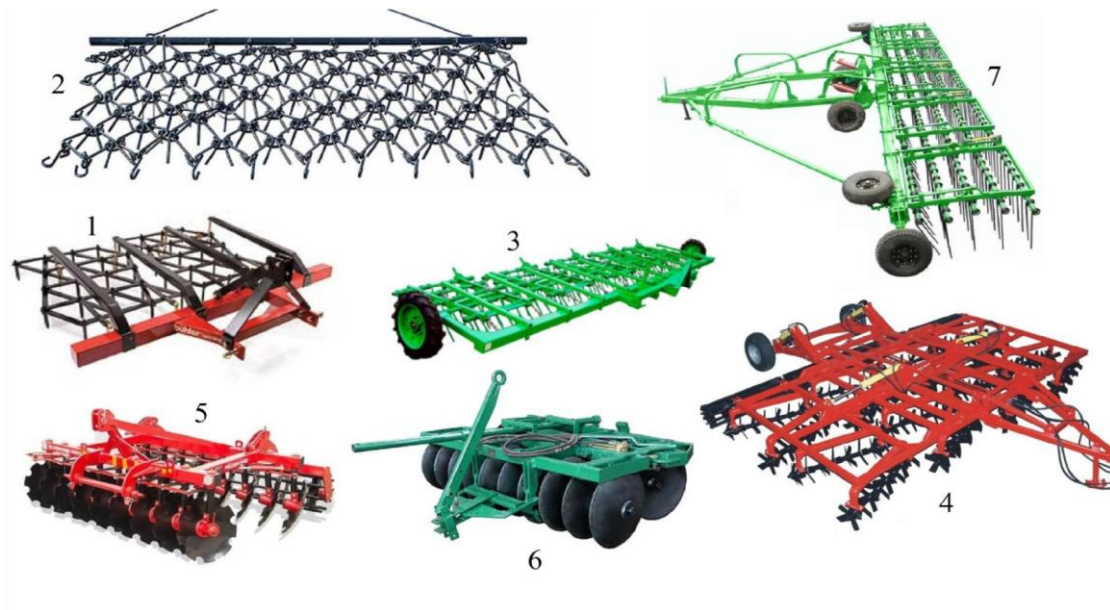


Рисунок 1.1 - Типи борін

1 - навісна зубова «зигзаг»; 2 - причіпна сітчаста; 3 - навісна пружинна; 4 - навісна що ножова, що обертається; 5 - навісна дискова болотяна; 6 - причіпна дискова садова; 7 - причіпна важка широкозахватна із зубопружинними робочими органами.

Мета цієї технологічної операції [15]:

- руйнування ґрунтової кірки;
- розпушування верхнього шару ґрунту;
- захист ґрунт від висихання (закриття вологи);
- перемішування і вирівнювання зовнішнього шару ґрунту;
- знищення бур'янів і шкідливих організмів;
- активація росту озимих культур (при весняному боронуванні);
- проріджування загущених сходів рослин;
- розподіл поживних залишків по поверхні поля.

Як вже говорилося раніше, боронування, як окрема операція обробки ґрунту застосовується при передпосівному обробітку ґрунту, при відході за посівами і пасовищами. У теж час, як додаткова, ця операція застосовується при оранці з подальшим накоченням [22].

По термінах проведення боронування розрізняють:

- раніше весняне боронування. Боронування виконується з метою затримки вологи в ґрунті, роботи виконують в період настання фізичної стиглості ґрунту. При значній вологості ґрунти використовують, борони із зубопружинними робочими органами, у безводних регіонах - борони з голчастими робочими органами.

- боронування озимих культур і багаторічних рослин. Боронування здійснюється з метою оживити або розбудити мікробіологічні процеси в ґрунті. Застосовують легкі і середні борони або ротаційні сапи.

- передпосівний обробіток. Боронування виконується після культивування ґрунту або паралельно з цим процесом [4]. Залежно від регіону і типу ґрунту може використовуватися борона із зубопружинними робочими органами або важкими дисковими [42]. При осінніх польових роботах боронування виконується одночасно з посівом озимих культур.

- післяпосівне боронування.

Незалежно від терміну боронування, виділяють три основні способи виконання робіт: загородне, фігурне і поперечно-діагональне [34].

Особливістю загородного боронування є те, що кожного разу борона сходить на кромку поля. При загородному боронуванні в два сліди, перший раз роботи виконують уздовж ріллі, другої, - упоперек. Заганання при цьому способі боронування має форму прямокутника.

При фігурному боронуванні заганання має форму квадрата. Заганання обробляють по колу, уникаючи неодружених прогонів. При фігурному боронуванні в два сліди другий прохід виконують діагонально першому.

Значним недоліком обох способів є те, що при боронуванні в два сліди, одні із слідів неминує співпадає з напрямом оранки, як внаслідок поверхня поля

гірше вирівнюється. Окрім цього при загородному боронуванні неминучі неодружені проходи, а фігурне рекомендується виконувати тільки на полях вільних від смітних рослин.

Найбільш ефективним методом розпушування ґрунту є поперечно-діагональне боронування. Цей спосіб передбачає прохід МТА не співпадаючий з напрямом оранки, що підвищує якість обробки ґрунту і забезпечує краще вирівнювання поверхні поля.

Оцінка якості обробки ґрунту при боронуванні проходить у декілька етапів [6]. Проїхати 35...60 метрів, зупинити трактор і перевірити відповідність заданої глибини обробки ґрунту, особливу увагу звернути на відсутність огріхів і кількість знищених культурних і смітних рослин.

При невідповідності заданої глибини обробки ґрунту, необхідно зробити ряд заходів, що коригують, залежних від типу використовуваного бороновального агрегату : переконається в правильному куті атаки робочих органів або вірному напрямі скосів зубів, збільшити або укоротити довжину причіпного облаштування зчеплення, підведений або опустити секції з робочими органами і тому подібне. Огріхи усувають шляхом коригування руху МТА. Кількість пошкоджених культурних рослин не повинна перевищувати 4 %, кількість знищених смітних рослин має бути понад 90 %. Проїхати ще 50...80 метрів, виконати вище перелічені дії знову, при задовільному результаті почати основну роботу. Боронування виконувати з перекриттям 20...40 см, після закінчення обробки загороди, обробити поворотні ділянки.

Якість виконуваних робіт проводиться в процесі боронування і складається з двох етапів.

I. Перший етап. Механізатор при кожному проході на ходу, не покидаючи кабіни дивиться, як йде зчеплення за трактором і оглядає попередній прохід.

При контролі не допускається:

1. Наявність огріхів.
2. Перекриття проходів більш ніж на 40 см
3. Швидкість МТА більше 15 км/год.

4. Криволінійність траєкторії боронування.
5. Наявність наволоков.

II. Другий етап. Агроном перевіряє ґрунт на відповідність агротехнічним вимогам.

При контролі повинно виконуються наступне:

1. Рівномірність заданої глибини обробки ґрунту на усій поверхні поля.
2. Рівномірне вирівнювання усієї поверхні поля.
3. Якість обробленого шару ґрунту повинна відповідати вимогам ГОСТ 26244-84: в обробленому шарі ґрунту грудки по найбільшому діаметру до 2,5 см не повинні перевищувати 80 % від загального об'єму ґрунту, а грудки по діаметру від 5,0 до 10,0 см не повинні перевищувати 10 %.
4. Не допускається наявність наволоків.
5. Якість обробки поворотних коліс не повинна відрізнятися від основного об'єму поля.
6. Кількість пошкоджених і знищених смітних або культурах рослин повинно бути в межах допустимих значень.

Якість боронування залежить від ваги борін, форми зубів, кута їх атаки, вологості землі, розміру тяги і швидкості руху МТА [34].

### **1.3 Огляд конструкцій борін**

Процес боронування, як основа агротехнічних вимог, до поверхневої обробки ґрунту виконується спеціальними машинами - боронами.

Борона - сільськогосподарське знаряддя для поверхневої обробки ґрунту і відходу за рослинами. Борони, як правило, агрегуються з тракторами в зчепленні з іншими сільськогосподарськими знаряддями, такими як



культиватори, сівалки, плуги, катки [22]. Але можуть виступати і в якості самостійної одиниці обробки ґрунту.

Основними функціями борони в процесі боронування є [37]:

- рівномірний розподіл по полю пожнивних залишків;
- руйнування поверхневої кірки;
- знищення бур'янів у фазі "білої нитки" (вичісування бур'янів);
- весняне закриття вологи;
- вирівнювання поверхні ґрунту після основної обробки;
- суцільна обробка ґрунту при відході за парами і підготовці до сівби.

Якісне виконання усіх вищеперелічених функцій, а особливе закриття вологи у весняно-осінній період, найефективніше виконують борони із зубопружинними робочими органами [39]. Такі борони є найпростішими, але досить ефективнішими ґрунтообробними знаряддями для поверхневої обробки ґрунту.

За призначенням ці борони розділяють на польові і лугові. Залежно від конструкції рами розрізняють - жорстку, шарнірну і зчленовану з окремих секцій. Зважаючи на різну масу борони мають і відповідну глибину обробки ґрунту : важкі - 0,09...0,12 м, середні - 0,05...0,08 м, легкі - 0,02...0,04 м, при цьому ширину гребенів (відстань між серединами сусідніх борозенок) у легких борін прийнято вважати рівним 0,03 м, у середніх - 0,04...0,05 м і у важких - 0,05...0,08 м. Також класифікуються ці борони і по ширині захоплення [36].

Найбільший попит серед сільгосптоваровиробників мають важкі широкозахватні борони із зубопружинними робочими органами завдяки своїй універсальності застосування, високої продуктивності і доступних цінових рамок.

Сучасні конструкції таких борін є результатом розробок, досліджень і випробувань багатьох дослідників і інженерів, нижче представлені деякі з них  
борона серії АБ (рисунок 1.2)



Рисунок 1.2 - Борона АБ- 15-3

Робочим органом борони є жорстко закріплений ромбовидний стержень.

Конструкція борони передбачає, що вона використовуватиметься на системі, що несе, перекид якої в транспортне положення здійснюється поверненням бруса, що несе, на  $90^\circ$  по напрямку руху.

Велика глибина обробки ґрунту, знищення смітної рослинності і якість вирівнювання поверхні поля досягається установкою борін притупленою стороною назад. При використанні борони на довсходовому і післявсходовому боронуванні технічних і зернових культур слід орієнтувати робочі органи притупленою стороною вперед.

Оригінальний спосіб кріплення бороновальних секцій до рами дозволяє уникнути їх «ходіння» з одного боку в інший і підстрибування при проходженні перешкоди. Технічні характеристики представлені в таблиці 1.1 [37].

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики борін серії АБ

Показник	АБ- 12-3	АБ- 15-3	АБ- 18-3	АБ- 21-3	АБ- 24-3
Тип борони	Причіпний				
Маса борони, т	2,1	2,4	2,9	3,1	3,4
Ширина захоплення, м	12,0	15,0	18,0	21,0	24,0
Продуктивність, га/год	до 13,4	до 18,4	до 23,0	до 27,4	до 32,0
Габарити в робочому стані					
Довжина, м	8,7 ± 0,2				
Ширина, м	12,4	15,4	18,4	21,4	24,4
Висота, м	1,1 ± 0,2				
Габарити в транспортному стані					
Довжина, м	11,2	12,8	14,3	15,8	17,3
Ширина, м	4,4				
Висота, м	2,6 ± 0,2				

Борона серії McFarLane (рисунок 1.3)



Рисунок 1.3 - Борона McFarLane WDL 2060

Борона має два варіанти конструкцій: з малою (15 метрів і менш) шириною захоплення і з шириною захоплення більше 20 метрів. У першому випадку бічні бруси з секціями в транспортному положенні укладаються на подовжене дишло, в другому - бічні бруси згортаються по напрямку руху МТА і фіксуються в робочому положенні гнучкою тросовою розтяжкою.

Робочі органи борони представлені 9-дюймовими ромбовидними зубами з високовуглецевої сталі, які ефективно справляються зі своїми завданнями.

Особливістю борони є те, що кут нахилу зубів може регулюватися на  $50^\circ$  в один бік і на  $38^\circ$  в іншу. Відсутність жорсткого зв'язку між поперечками робочих секцій і ланцюговий підвіс самих секцій до рами забезпечують високу міру копіювання рельєфу поля.

Технічні характеристики представлені в таблиці 1.2 [40].

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики борін McFarLane.

Показник	WDL2040	WDL2050	WDL2060	WDL2070	WDL2080
Тип борони	Причіпний				
Маса борони, т	3,3	4,2	4,6	5,8	6,5
Ширина захв., м	12,2	15,2	18,3	21,0	24,4

Потужність, га/год	до 13,5	до 17,0	до 23,1	до 26,3	до 31,0
Габарити в робочому стані					
Довжина, м	4,2		10,0 ± 0,2		
Ширина, м	12,4	15,4	18,5	21,2	24,6
Висота, м	1,1 ± 0,2				
Габарити в транспортному стані					
Довжина, м	11,2	12,8	14,3	15,8	17,3
Ширина, м	4,7				
Висота, м	2,6 ± 0,2				

Борона серії Кама (рисунок 1.4)

Рисунок 1.4 - Борона Кама - 15

Конструкція борони включає причіпне дишло, середній і два бічні бруси зі встановленими на них секціями зубопружинних робочих органів. Секції борони шириною 1,8 метра закріплені на брусах підресореними важелями, що дозволяють забезпечити постійний тиск робочих органів на ґрунт. На кожній секції розташовані п'ять рядів зубопружинних робочих органів завдовжки прутка 660 мм і діаметром перерізу 14 або 16 мм. Кут установки робочих органів коливається в межах 5...75°.

Бічні бруси пов'язані з причіпним дишлом тросовою системою балансування тягового зусилля. Завдяки власній масі борона стійко працює при будь-якій кількості пожнивних залишків на полі. Технічні характеристики представлені в таблиці 1.3 [25].

Таблиця 1.3 - Технічні характеристики борін серій КАМА.

Показник	Кама- 15	Кама- 18	Кама- 21	Кама- 24	Кама- 27
Тип борони	Причіпний				



Показник	Кама- 15	Кама- 18	Кама- 21	Кама- 24	Кама- 27
Маса борони, т	5,4	6,2	6,5	6,9	7,5
Ширина захв., м	15,0	18,0	21,0	24,0	27,0
Потужність, га/год	до 15,0	до 23,5	до 29,0	до 35,5	до 42,0
Габарити в робочому стані					
Довжина, м	9,4				
Ширина, м	15,4	18,4	21,4	24,4	27,4
Висота, м	1,2				
Габарити в транспортному стані					
Довжина, м	13,0	14,6	16,4	18,2	19,9
Ширина, м	4,2				
Висота, м	3,1				

Борона серії БПП (рисунок 1.5)



Рисунок 1.5 - Борона БПП- 16

Борона має одну з найбільш оригінальних конструкцій і складається з наступних складових частин: дишло, ліве і праве крило з підвісними пристроями, дві каретки і робітники секцій, навішені на крила. Крила борони в транспортному положенні обертаються до дишла. При цьому каретки зчіплюються між собою і дишлом, утворюючи досить жорстку конструкцію.

Зубопружинний робочий орган - шарнірно закріплений на секції борони і виконаний у вигляді конічної пружини з одним розбещеним кінцем, який ефективно виконує закладені функції.

Технічні характеристики представлені в таблиці 1.4 [35].

Таблиця 1.4 - Технічні характеристики борін серій БПП.

Показник	БПП- 12	БПП- 16	БПП- 20
Тип борони	Причіпна		
Маса борони, т	1,2	1,9	2,1
Ширина захоплення, м	12,0	16,0	20,0
Продуктивність, га/год	до 13,0	до 16,5	до 21,0
Габарити в робочому стані			
Довжина, м	7,5	9,0	12,0
Ширина, м	12,8	17,0	21,5
Висота, м	1,3	1,2	
Габарити в транспортному стані			
Довжина, м	7,0	9,5	12,0
Ширина, м	3,2	4,3	
Висота, м	1,7	2,7	

Борона серії БПН (рисунок 1.6)



Рисунок 1.6 - Борона БПН- 10

Бічні бруси борони сполучені з центральним брусом шарнірно. При транспортуванні бруси з робочими органами укладаються на центральну ланку.

У вертикальній площині поворот брусів з ланками в розгорнутому положенні борони виконується за допомогою гідросистеми трактора.

Регулювання глибини обробки здійснюється за допомогою опорних коліс, встановлених на брусах борони. Зубопружинний робочий орган уніфікований з робітником органів борін серії БПП.

Технічні характеристики представлені в таблиці 1.5 [34].

Таблиця 1.5 - Технічні характеристики борін серій БПН.

Показник	БПН- 8	БПН- 10
Тип борони	Навісна	
Маса борони, т	0,75	1,2
Ширина захоплення, м	8,0	10,0
Продуктивність, га/год	до 10,0	до 12,0
Габарити в робочому стані		
Довжина, м	1,5	
Ширина, м	8,2	10,2
Висота, м	1,5	
Габарити в транспортному стані		
Довжина, м	1,5	
Ширина, м	4,4	
Висота, м	2,7	3,7

Проте важкі широкозахватні борони з робочими органами у вигляді нерухомих зубів (рисунок 1.8 а), жорстко закріплених на рамі, мають серйозний недолік: при русі борони зуби активно переміщаються тільки по напрямку руху МТА і впливають на ґрунт лише по лінії (сліду) їх руху, при



цьому грудки і брили, розташовані в проміжках між слідами, не отримують дій від зубів і залишаються цілими [35].

В той же час, цей недолік усунений в широкозахватних боронах із зубопружинними робочими органами, шарнірно закріпленими на рамі (робочій секції) борони (рисунок 1.8 б) [36].

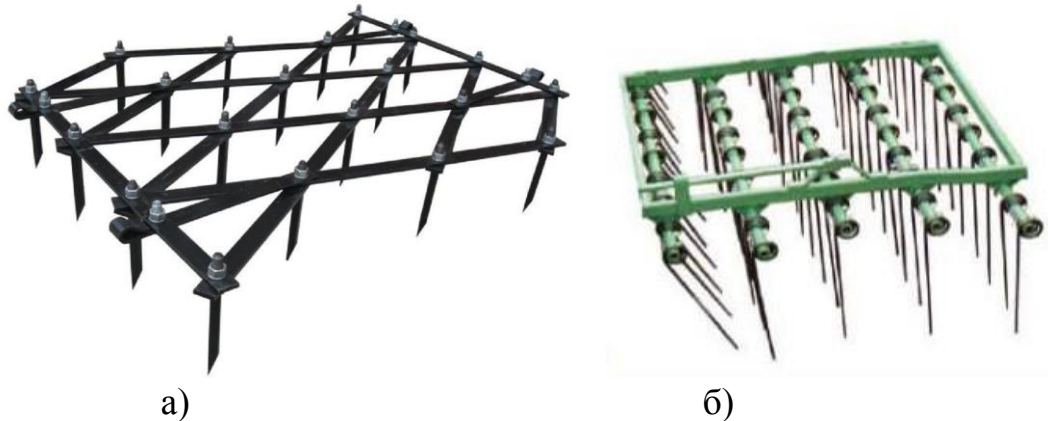


Рисунок 1.8 - Секції борони з робочими органами

а) жорстке кріплення; б) шарнірне кріплення

До безперечних переваг використання шарнірно встановлених зубопружинних робочих органів у складі борони також можна віднести наступне:

- вібраційний принцип роботи. На швидкостях понад 10 км/год зуби робочих органів починають випробовувати автоколивання, які сприятливо позначаються на якості обробки ґрунту (кришінню ґрунту);
- ці робочі органи розраховані на максимальний термін служби за рахунок використання усієї висоти розбещеної частини зуба у міру його зношування (без урахування незапланованих поломок);
- збільшена відстань від рами до горизонту поля. На відміну від класичних зубових і дротяних борін використання подовжених зубів робочих органах ефективно вирішує проблему забивання пожнивними залишками при боронуванні стерні;
- самоочищення. Після закінчення робіт зубопружинні робочі органи не вимагають механічного очищення від налиплого бруду і сміття, відбувається

це завдяки, по-перше, обтічній формі поперечного перерізу зуба, во- других, із-за вібрацій під час роботи;

□ дешевизна і простота виготовлення. Зубопружинні робочі органи виготовляються методом холодної наливки з подальшим об'ємним загартуванням (при необхідності).

До того ж важкі широкозахватні борони із зубопружинними робочими органами мають наступні переваги перед своїми конкурентами:

- велика ширина захоплення (від 9 до 27 метрів);
- виконання декількох технологічних операцій за один прохід МТА;
- можливість використання борони на операціях луцення стерні замість луцильників;
- висока продуктивність при роботі;
- універсальність (можливість використання у будь-якій системі обробки ґрунту);
- малі економічні і енергетичні витрати; □ високі робочі швидкості (понад 10 км/год).

Проте, незважаючи на явні переваги, аналіз важких широкозахватних борін, що випускаються, показав, що усі борони цього типу оснащуються однаковими по конструкції зубопружинними робочими органами діаметром прутка 14 або 16 мм.

Зубопружинні робочі органи цієї конструкції мають ряд недоліків, які відбиваються на якісному виконанні агротехнічних вимог :

- часті поломки, як наслідок - малий ресурс;
- мала жорсткість пружинної частини робочого органу, як наслідок - порушення вимог глибини обробки ґрунту.

#### **1.4 Аналіз наукових теоретичних досліджень**

Ефективність кришіння визначається вірогідністю попадання грудок в зону руйнівних деформацій і, після зустрічі - характером їх взаємодії з робочими

органами (удар, стискування, переміщення та ін.) або характером поведінки в зоні деформації [23, 29].

При роботі машин різних типів міра кришіння ґрунту коливається від 35 до 90 %, проте вірогідність обробки усього поля з необхідною мірою кришіння складає лише 20...25 % із-за широкого варіювання її фізико-механічних властивостей і низької ефективності робочих органів [23].

А. Ф. Жук у своїх роботах відмічає: «Процес руйнування ґрунтової кірки можна розділити на три періоди: проникнення, утворення тріщин, переміщення. У утворенні первинної тріщини основну роль грає напруга зрушення, про що свідчить велика кількість в її зоні близьких до напрямку удару відгалужених тріщин і подовжених осколків і майже одночасна поява тріщини по другій межі граничної дотичної напруги» [13] (рисунок 1.9).

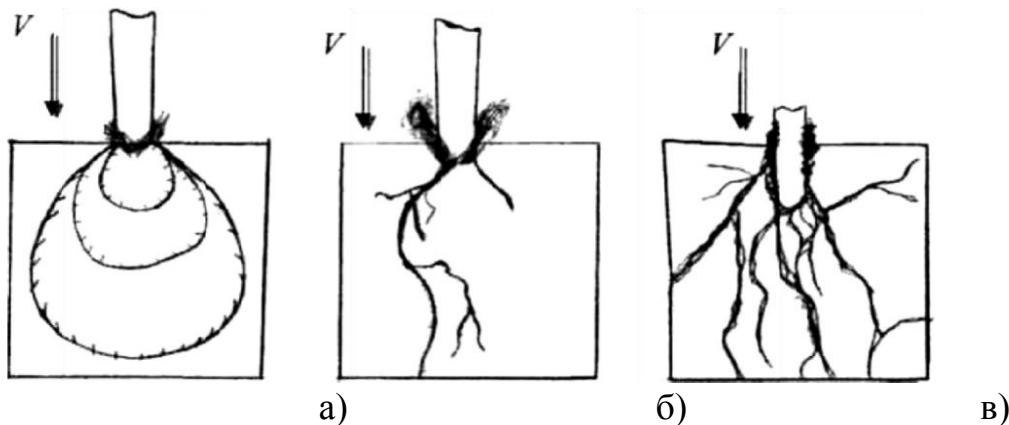


Рисунок 1.9 - Схема етапів руйнування ґрунтової кірки зубопружинним робочим органом

а) проникнення; б) утворення тріщин; в) переміщення

Міра руйнування грудок багато в чому залежить від величини напруги і зони її концентрації, вологості ґрунту, твердості ґрунту, швидкості руху агрегату, типу робочого органу, типу ґрунту і фізико-механічних властивостей ґрунту [18].

Для досягнення заданої міри кришіння потрібне зародження декількох тріщин на певній відстані одна від одної. Зародження тріщини є початковою стадією. У макроскопічному аспекті ця стадія руйнування реалізується досягши

параметрів напружено- деформованого стану : напруги або деформацій граничних значень для матеріалів.

Створені на сьогодні різні типи робочих органів ґрунтообробних машин являються, по суті, модифікаціями тригранного плоского клину, під дією якого ґрунт піддається деформаціям стискування, розтягування, кручення і вигину.

У книзі голландських учених А. Кулена і Х. Куиперса [19] відмічено, що при поверхневій обробці ґрунту зворотно-поступальні рухи клину робочого органу дозволяють кришити і дробити ґрунтові грудки як на поверхні поля, так і на великих глибинах. Інтенсивність дроблення забезпечується високою швидкістю руху робочих органів і великою довжиною шляху. За словами авторів, вібрації, що випробовуються робочими органами, сприяють зниженню тягового зусилля, крім того, знижується ущільнення і налипання ґрунту, забивання знаряддя ґрунтом і знос. Зменшення тяги на крюку в результаті вібрацій може скласти до 70 %, проте, відмічено, що якщо вібрації не є автоколивальними, то витрати на створення примусових вібрацій можуть звести нанівець увесь виграш.

При коливальній дії робочого органу на ґрунт, ґрунт, що є у контакті з поверхнею робочого органу, також наводиться в коливальний рух. Порушуються зв'язки між частками пласта, з'являються мікротріщини, що дають початок площинам сколювання» [5].

Зниження напруги руйнуванню пов'язане зі зниженням кута внутрішнього тертя  $\tan \varphi$  ґрунту зі збільшенням віброприскорень робочого органу у відносних одиницях (рисунок 1.10).

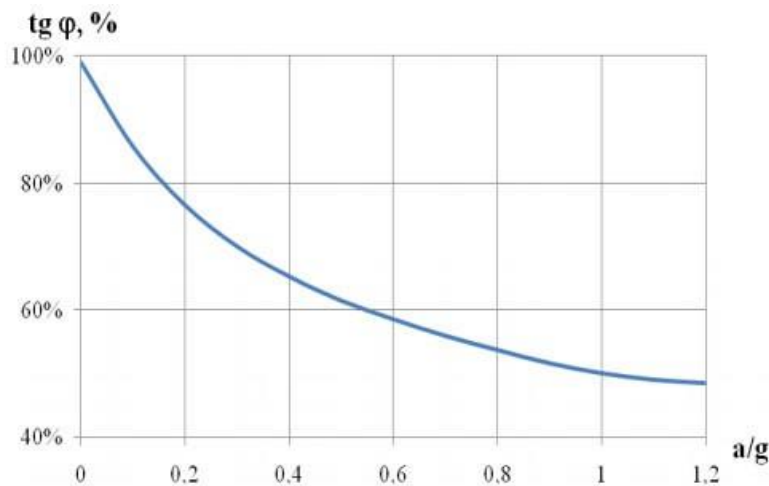


Рисунок 1.10 - Експериментальна залежність коефіцієнта внутрішнього тертя ґрунту від віброприскорення коливання робочого органу

З праць багатьох учених [33] встановлено, що під дією робочого органу в ґрунтовому пласті виникає складний напружений стан, заснований на теорії руйнування матеріалів Кулона-мору. Ця теорія припускає, що руйнування матеріалу в точці відбувається в результаті зрушення при певному співвідношенні нормальних  $\sigma$  і дотичних  $\tau_{\text{до}}$  напруги, визначуваної залежністю :

$$\tau_{\text{до}} = 3 + \sigma \times \text{tg}(\varphi),$$

де  $\tau_{\text{до}}$  - допустима тангенціальна напруга в ґрунті;

3 - коефіцієнт зчеплення ґрунту;

$\sigma$  - нормальний тиск на поверхні зрізу;

$\text{tg}(\varphi)$  - кут внутрішнього тертя.

Аналіз робіт свідчить про те, що для підвищення якості обробки ґрунту необхідно удосконалювати робочі органи ґрунтообробних машин, проте, детальне вивчення робіт виявило, що найбільше значення приділене дослідженням робочих органів плугів і стрілочастих лап культиваторів, тоді як зубопружинні робочі органи вивчені у меншій мірі.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБОПРУЖИННОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ВАЖКОЇ ШИРОКОЗАХВАТНОЇ БОРОНИ

### 2.1 Функціонально - морфологічний аналіз важкої широкозахватної борони із зубопружинними робочими органами

Для виявлення внутрішніх закономірностей між структурою і функціями машини необхідно провести функціонально-морфологічний аналіз важкої широкозахватної борони із зубопружинними робочими органами. Аналіз функцій борони і зв'язків між елементами конструкції, що виконують ці функції, дозволяє виділити найбільш суттєві невідповідності між ними, що призводять до конструкційних і експлуатаційних проблем. Рішення цих проблем забезпечить підвищення технологічних показників - кришіння ґрунтової кірки і високої продуктивності борони. З цією метою були розроблена функціональна модель [6], представлена на рисунку 2.1; склад функцій приведений в таблиці 2.1.

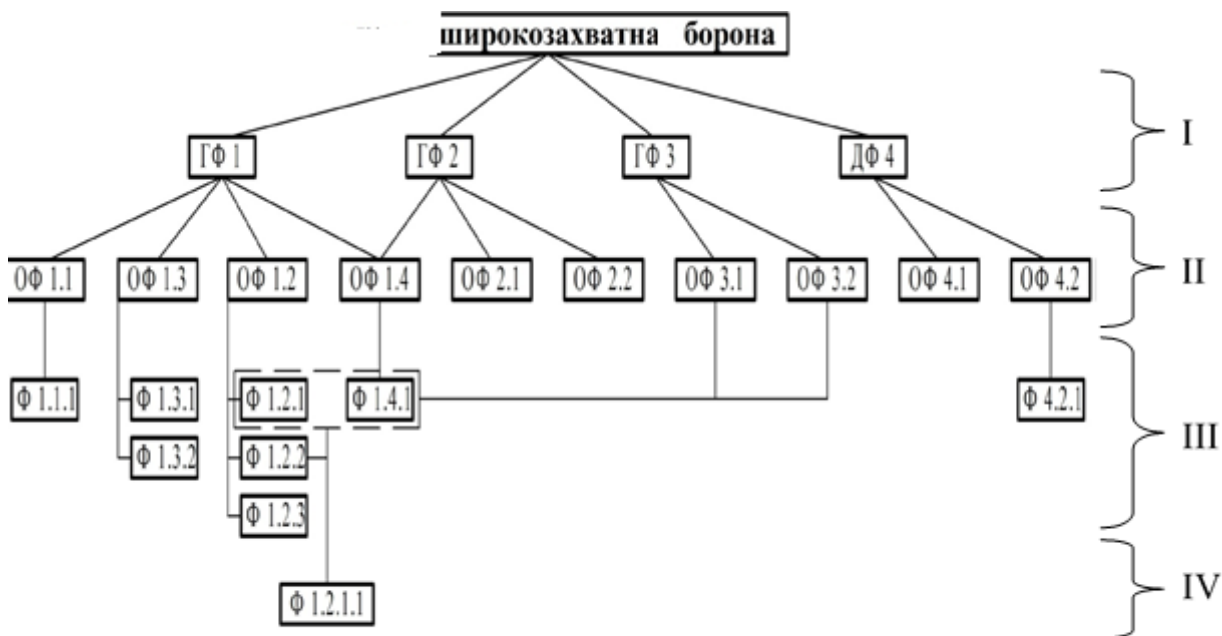


Рисунок 2.1 - Функціональна модель важкої широкозахватної борони

Таблиця 2.1 - Склад функцій важкої широкозахватної борони

Рівень моделі	Індекс	Найменування функції
I	ГФ1	Поверхнєве розпушування, руйнування ґрунтової кірки
	ГФ2	Знищення бур'янів
	ГФ3	Вирівнювання ґрунту, закладення поживних залишків
	ДФ4	Транспортування борони
II	ОФ1.1	Впровадження робочого органу в шар ґрунту
	ОФ1.2	Деформація і зрушення шарів ґрунту
	ОФ1.3	Підтримка постійної глибини обробки
	ОФ1.4	Повна обробка усієї площі поля
	ОФ2.1	Руйнування кореневої системи бур'янів
	ОФ2.2	Вичісування бур'янів
	ОФ3.1	Руйнування великих грудок ґрунту
	ОФ3.2	Рівномірний розподіл подрібненого ґрунту по поверхні поля
	ОФ4.1	Зчеплення з трактором
	ОФ4.2	Переклад борони з транспортного положення в робоче і назад
III	Ф1.1.1	Управління зануренням робочого органу
	Ф1.2.1	Зрушення ґрунту уперек руху МТА
	Ф1.2.2	Збільшення порозності ґрунту
	Ф1.2.3	Захист від переподрібнення, мульчування ґрунту
	Ф1.3.1	Управління заглибленням і кутом атаки робочого органу
	Ф1.3.2	Копіювання рельєфу поля
	Ф1.4.1	Збільшення оброблюваної площі одним робочим органом

	Ф4.2.1	Управління складанням борони
IV	Ф1.2.1.1	Рух робочого органу відносно рами або точки кріплення

Функціональна модель має декілька рівнів значущості функцій. Перший рівень моделі складають три головні для борони функції (ГФ): ГФ1 - поверхневе розпушування, руйнування ґрунтової кірки; ГФ2 - знищення бур'янів; ГФ3 - вирівнювання ґрунту, закладення поживних залишків. Також до першого рівня відноситься додаткова функція ДФ4 - транспортування борони, до якої відносять зчеплення борони з трактором і усі операції по розкладці борони в робоче положення з транспортного.

Наступним (другим) рівнем функціональної моделі є основні функції (ОФ), які характеризують ряд вимог, що пред'являються до робочого процесу. На другому рівні моделі слід зазначити основну функцію ОФ1.4 - повна обробка усієї поверхні поля. Вона орієнтована на виконання головних функцій борони ГФ1 і ГФ2. Також цікава з точки зору виконання робочого процесу функція ОФ1.2 - деформація і зрушення шарів ґрунту, оскільки на виконання цієї основної функції орієнтовано значне число функцій наступного рівня.

Крім того, для зручності транспортування слід уважно розглянути функцію ОФ4.2 - переклад борони з транспортного положення в робоче і назад.

Функції (Ф) є детальною диференціацією основних функцій (ОФ). Вони займають третій і четвертий рівні моделі. Функціональна модель борони виявляє ієрархію функцій і протиріччя між ними. Аналіз рисунку 2.1 і таблиці 2.1 показує, що найбільш значимими є функції Ф1.2.1 (зрушення ґрунту уперек руху МТА) і Ф1.4.1 (збільшення площі, що обробляється одним робочим органом), які визначають якість виконання основних функцій ОФ1.2, ОФ1.3, ОФ1.4, ОФ2.1 ОФ2.2, ОФ3.1, ОФ3.2 (тобто підтримка постійної глибини обробки, руйнування кореневої системи бур'янів і їх вичісування, руйнування ґрунтових грудок і рівномірний розподіл



подрібненого ґрунту по поверхні поля). Здвигові деформації ґрунту збільшують площу обробки одним робочим органом і впливають на три головні функції борони, що забезпечують якість і ефективність її роботи.

Таким чином, за допомогою побудованої функціональної моделі важкої широкозахватної борони можна відмітити перспективність робіт, спрямованих на забезпечення ефективного зрушення ґрунту уперек руху МТА. Для досягнення такого ефекту слід забезпечити можливість руху зубопружинного робочого органу відносно рами або точки кріплення до рами (Ф1.2.1.1). Поперечні коливання зубів робочих органів борони забезпечують ефективне дроблення ґрунтових грудок, розпушування ґрунту і збільшення площі оброблюваної поверхні.

Також необхідно вирішувати проблеми, пов'язані з транспортуванням борони. Функція Ф4.2.1 відбиває, що існуючі конструкції борін, як показує досвід їх експлуатації, не завжди можуть забезпечити однозначне виконання складання або розкладання рами в робоче або транспортне положення (особливо в умовах рельєфного поля).

Для виявлення зв'язків між основними елементами борони складається морфологічна модель машини (рисунок 2.1). Представлена схема дозволяє виділити основні структурні блоки важкої широкозахватної борони і показати їх внутрішню будову (елементи блоків).

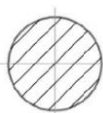




Динаміка взаємодії між блоками і елементами машини при виконанні ними необхідних функцій відбивається на поєднаній функціонально-морфологічній моделі (рисунок 2.3). Модель, показана на схемі, поєднує в собі структурні елементи борони і функції, які виконують ці елементи. Створена схема не є повною, оскільки в ній акцентована увага на основні елементи і зв'язки, виявлені у функціональній моделі (рисунок 2.1, таблиця 2.1).

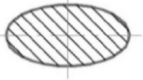
Поєднана модель дозволяє виявити в машині ті складові елементи, які, будучи значимими (основними), несуть на собі виконання другорядних функцій. З

функціонально-структурної моделі видно, що основні структурні елементи виконують усі основні функції, причому деякі елементи можуть нести на собі декілька функцій одночасно (елементи реалізації поперечного руху зубів).

У таблиці 2.2 показані варіанти альтернативних структурних елементів, з яких компонуватимуться поєднання схем. Три основні входи цієї таблиці є формою поперечного перерізу прутка, видом руху (коливання) і способом кріплення робочого органу до рами. Варіанти поєднань структурних елементів представлені в морфологічній матриці рішень (таблиця 2.3), яка утворює простір альтернатив. Виділені у рамках варіанти показують перспективні конструкції; перекреслені варіанти - це схеми, виготовлення яких неможливе або недоцільне з точки зору їх вартості і подальшої експлуатації.

Таблиця 2.2 - Альтернативні структурні елементи

Форма перерізу прутка / Моменти інерції	Вид руху зуба (коливання)	Спосіб кріплення
<p>A1 Кругла</p>  <p>_____ = 1 I<sub>x</sub></p>	<p>B1 Активне обертальне</p>	<p>C1 Жорстке</p>
<p>A2 Ромбовидна</p>  <p>_____ = 1 I<sub>x</sub></p>	<p>B2 Активне коливальне</p>	<p>C2 Шарнірне</p> 
<p>A3 Долотоподібна</p>  <p><math>\frac{I_{max}}{I_{min}} = 0,40</math></p>	<p>B3 Автоколивальне</p>	<p>C3 Кріплення на копіюючому механізмі</p>
<p>A4 Фасонна</p>  <p>_____ = 1 I<sub>x</sub></p>	<p>B4 Пасивне обертальне</p>	

<p>A5 Еліпсна</p>  <p><math>\frac{I_{max}}{I_{min}} = 0,59</math></p>	<p>B5</p> <p>Без руху</p>	
--	---------------------------	--

Форму поперечного перерізу прутка порівнюємо по значеннях моментів інерції перерізів відносно осі Ох і Оу при однакових площах перерізу. Рациональною вважається симетрична форма, яка має найменший момент інерції.

Симетрична форма прутка дозволяє зубу робочого органу здійснювати коливання в усіх можливих напрямках, тоді як несиметрична має переважну площину вигину.

Відмітимо перспективні рішення A3B3C2 і A4B3C2, що знайдені за допомогою матриці рішень, забезпечують якісне виконання головних функцій борони. Проте фасонний переріз прутка накладає технологічні і економічні обмеження на ці рішення (складність і, отже, дорожнеча виготовлення подібних робочих органів).

Застосування примусового руху зуба робочого органу борони призводить до істотного ускладнення і дорожчання конструкції внаслідок необхідності розробки компактного приводу на кожен робочий орган. Хоча подібна схема відрізняється хорошим кришінням ґрунтової кірки, але при експлуатації борони зростають енерговитрати.

Неможливі рішення, які поєднують активний привід кожної пружини з жорстким кріпленням робочих органів до рами (у матриці рішень вони перекреслені). Також неможливим поєднанням є шарнірне кріплення робочих органів при нерухомому їх розташуванні під час роботи борони.

Жорстке кріплення робочих органів до рами секції при коливальному русі пружинної частини за рахунок пружних властивостей матеріалу не дозволяє

11/11/2019 11:11 AM



$\mathcal{P} = \{ \mathcal{P}_1, \mathcal{P}_2, \mathcal{P}_3, \mathcal{P}_4, \mathcal{P}_5, \mathcal{P}_6, \mathcal{P}_7, \mathcal{P}_8, \mathcal{P}_9, \mathcal{P}_{10}, \mathcal{P}_{11}, \mathcal{P}_{12}, \mathcal{P}_{13}, \mathcal{P}_{14}, \mathcal{P}_{15}, \mathcal{P}_{16}, \mathcal{P}_{17}, \mathcal{P}_{18}, \mathcal{P}_{19}, \mathcal{P}_{20}, \mathcal{P}_{21}, \mathcal{P}_{22}, \mathcal{P}_{23}, \mathcal{P}_{24}, \mathcal{P}_{25}, \mathcal{P}_{26}, \mathcal{P}_{27}, \mathcal{P}_{28}, \mathcal{P}_{29}, \mathcal{P}_{30}, \mathcal{P}_{31}, \mathcal{P}_{32}, \mathcal{P}_{33}, \mathcal{P}_{34}, \mathcal{P}_{35}, \mathcal{P}_{36}, \mathcal{P}_{37}, \mathcal{P}_{38}, \mathcal{P}_{39}, \mathcal{P}_{40}, \mathcal{P}_{41}, \mathcal{P}_{42}, \mathcal{P}_{43}, \mathcal{P}_{44}, \mathcal{P}_{45}, \mathcal{P}_{46}, \mathcal{P}_{47}, \mathcal{P}_{48}, \mathcal{P}_{49}, \mathcal{P}_{50}, \mathcal{P}_{51}, \mathcal{P}_{52}, \mathcal{P}_{53}, \mathcal{P}_{54}, \mathcal{P}_{55}, \mathcal{P}_{56}, \mathcal{P}_{57}, \mathcal{P}_{58}, \mathcal{P}_{59}, \mathcal{P}_{60}, \mathcal{P}_{61}, \mathcal{P}_{62}, \mathcal{P}_{63}, \mathcal{P}_{64}, \mathcal{P}_{65}, \mathcal{P}_{66}, \mathcal{P}_{67}, \mathcal{P}_{68}, \mathcal{P}_{69}, \mathcal{P}_{70}, \mathcal{P}_{71}, \mathcal{P}_{72}, \mathcal{P}_{73}, \mathcal{P}_{74}, \mathcal{P}_{75}, \mathcal{P}_{76}, \mathcal{P}_{77}, \mathcal{P}_{78}, \mathcal{P}_{79}, \mathcal{P}_{80}, \mathcal{P}_{81}, \mathcal{P}_{82}, \mathcal{P}_{83}, \mathcal{P}_{84}, \mathcal{P}_{85}, \mathcal{P}_{86}, \mathcal{P}_{87}, \mathcal{P}_{88}, \mathcal{P}_{89}, \mathcal{P}_{90}, \mathcal{P}_{91}, \mathcal{P}_{92}, \mathcal{P}_{93}, \mathcal{P}_{94}, \mathcal{P}_{95}, \mathcal{P}_{96}, \mathcal{P}_{97}, \mathcal{P}_{98}, \mathcal{P}_{99}, \mathcal{P}_{100} \}$

D1                      D2                      D3

	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A1
	A1													
A1	B1	B1	B1	B2	B2	B3	B3	B3	B3	B4	B4	B4	B5	B5
B5														
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2
	C3													
	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	A2	
A2	A2	B1	B1	B1	B2	B2	B3	B3	B3	B4	B4	B4	B5	B5
B5														
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2
	C3													
	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	A3	
A3	A3	B1	B1	B1	B2	B2	B3	B3	B3	B4	B4	B4	B5	B5
B5														
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2
	C3													
	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	
A4	A4	B1	B1	B1	B2	B2	B3	B3	B3	B4	B4	B4	B5	B5
B5														
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2
	C3													
	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4	
A4	A4	B1	B1	B1	B2	B2	B3	B3	B3	B4	B4	B4	B5	B5
B5														
	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2
	C3													

Отже, вибір в якості об'єкту дослідження - робочий процес зубопружинних робочих органів важкої широкозахватної борони, що забезпечує якісне кришіння ґрунтової кірки, повну обробку усієї поверхні поля і ефективну боротьбу з бур'янами, є обґрунтованим.

### 3 МЕТОДИКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1 Розрахунок і обґрунтування параметрів зубопружинного робочого органу важкої широкозахватної борони

При поверхневій обробці ґрунту досить ефективні важкі широкозахватні борони із зубопружинними робочими органами, які забезпечують інтенсивне кришіння ґрунтової кірки і ґрунтових грудок за рахунок вібрації розпущених прутков робочих органів (зубів) при високошвидкісній обробці (до 12 км/год)[28]. Проте ці вібрації є джерелом руйнувань робочих органів, які настають набагато раніше за їх заявлений термін служби.

Для усунення ефекту «вискакування» зубів з ґрунту при роботі із-за малої жорсткості пружинної частини робочого органу і зниження втомної напруги, виконано завдання по пошуку раціональних параметрів зубопружинного робочого органу і забезпеченню зниження втомної напруги до допустимих значень [41].

З цією метою перевіряється працездатність конструкції зубопружинного робочого органу з циліндричною (нульовий), прямою і зворотною конусністю пружинної частини (рисунок 3.1).

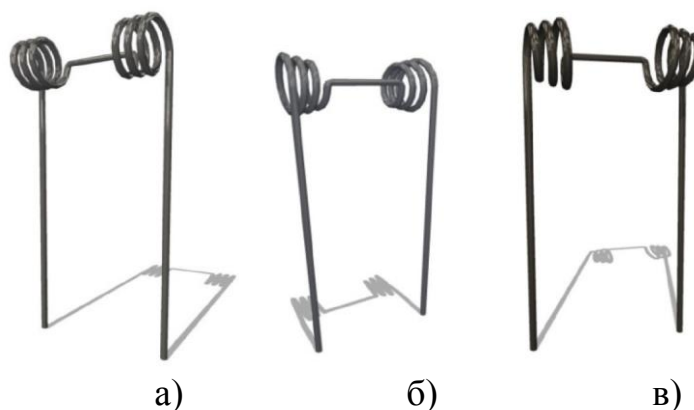


Рисунок 3.1 - Пропоновані конструкції конусності пружиною частини зубопружинних робочих органів а) циліндрична (нульова); б) пряма; в) зворотна

На рисунку 3.2 представлена розрахункова схема діючих сил, що виникають в пружинній частині робочого органу після приведення сили опору руху  $P$  до першого витка.

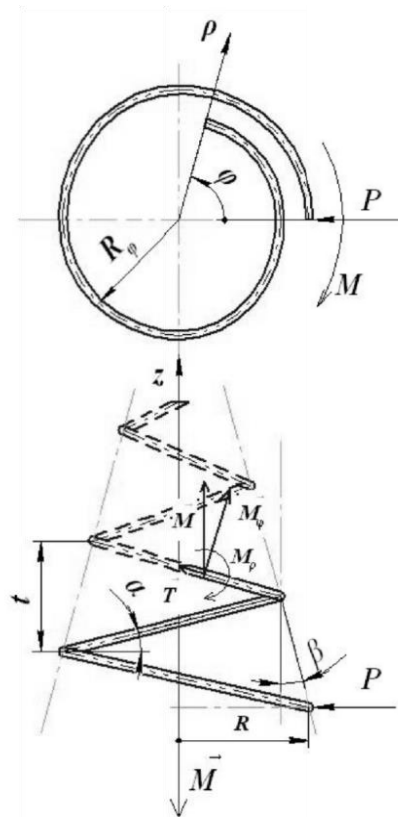


Рисунок 3.2 - Схема сил пружинної частини робочого органу

Тут момент

$$M = -P(l + R_z \sin \varphi), \quad (3.1)$$

де  $l$  - довжина розпущеного кінця робочого органу;

$R_z$  - радіус витка пружини;

$\varphi$  - полярний кут для поперечного перерізу пружини.

У перерізі довільного витка момент  $M$  розкладається на момент, що вигинає

$$M_\varphi = M \cos \alpha = -P(l + R_z \sin \varphi) \cos \alpha \quad (3.2)$$

і момент, що крутить

$$T = M \sin \alpha = -P(l + R_z \sin \varphi) \sin \alpha \quad (3.3)$$

де  $\alpha$  - кут підйому витків пружини.

Крім того, від сили  $P$  у витках виникає момент відносно полярного радіусу, що вигинає  $\rho$

$$M_\rho = -P \times z \sin \varphi \quad (3.4)$$

де  $z$  - осьова координата центру тяжіння перерізу витка.

Оскільки індекс пружини  $c = 2R_z/d > 5$ , де  $d$  - діаметр прутка, а поправочний

коефіцієнт до формул вигину для прямого бруса  $k = \frac{4c-1}{4c-4} < 1,2$  [5], те розрахунок нормальної напруги від дії моменту  $M_\varphi$ , що вигинає, вестимемо по наближених формулах при  $k \approx 1$ . Тоді сумарний момент, що вигинає

$$M_\Sigma = \sqrt{M_\varphi^2 + M_\rho^2} = P\sqrt{(l + R_z \sin \varphi)^2 \cos^2 \alpha + z^2 \sin^2 \varphi} \quad (3.5)$$

Нормальна напруга від вигину витків

$$\sigma_n = \frac{M_\Sigma}{W} = \frac{P\sqrt{(l + R_z \sin \varphi)^2 \cos^2 \alpha + z^2 \sin^2 \varphi}}{W}, \quad (3.6)$$

дотична напруга від кручення витків

$$\tau = \frac{T}{2W} = -\frac{-P(l + R_z \sin \varphi) \sin \alpha}{2W} \quad (3.7)$$

де  $W = \pi d^3/32$  -момент опори витка пружини на вигин.

Для визначення еквівалентної напруги використовуємо теорію максимальної дотичної напруги, згідно якої

$$= \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \frac{Pl}{W} \sqrt{\left(1 + \frac{R_z}{l} \sin \varphi\right)^2 + \left(\frac{z}{l}\right)^2 \times \sin^2 \varphi} \quad (3.8)$$

Представимо координату  $z$  у виді:

$$z = \frac{t}{2\pi} \varphi, \quad (3.9)$$

де  $t$  - крок витків пружини.

Радіус витка пружини -

$$R_z = R - t g \beta \times z = R - t g \beta \times \frac{t}{2\pi} \varphi, \quad (3.10)$$

де  $R$  - радіус кривизни першого витка;

$\beta$  - кут конусності пружини.



Підставимо 3.9, 3.10 у вираження 3.8 і представимо його у вигляді коефіцієнта інтенсивності напруги в різних перерізах пружинного підвісу робочого органу

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma W}{Pl} = \sqrt{\left(1 + \left(\frac{R}{l} - tg\beta \times \frac{t}{2\pi l} \varphi\right) \sin\varphi\right)^2 + \left(\frac{t}{2\pi l} \varphi\right)^2 \sin^2\varphi} \quad (3.11)$$

На рисунку 3.3 показана залежність (3.11) як функція  $K_{\sigma} = f(\varphi)$  при наступних геометричних параметрах:

$R = 57,5 \text{ мм}; l = 591 \text{ мм}; t = 26 \text{ мм}; 0 \leq \varphi \leq 1080$  (3 витки);  $\beta = 15^\circ$  (пряма конусність);  $\beta = 0^\circ$  (нульова конусність);  $\beta = -15^\circ$  (зворотна конусність).

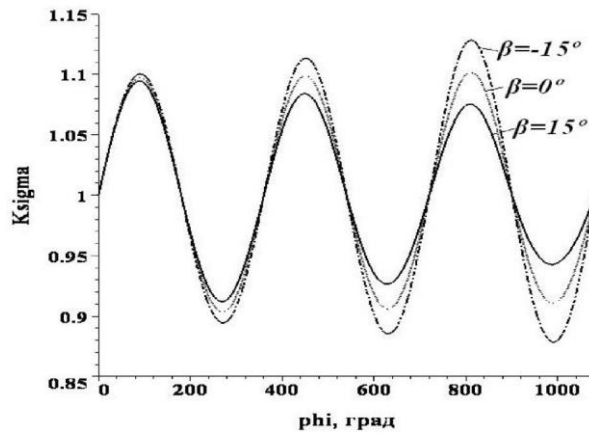


Рисунок 3.3 - Коефіцієнт інтенсивності напруги при різній конусності пружинної частини робочого органу

З рисунка 3.3 витікає, що при прямій конусності пружинної частини робочого органу ( $\beta = 15^\circ$ ) найбільша напруга, що виникає у верхніх перерізах витків, знижується, отже, така геометрія пружини є обґрунтованою. Проте встає питання про оптимальний кут конусності.

Якщо рівняння (2.8) дозволити відносно радіусу витків, отримаємо:

$$R_z = \frac{l}{\sin\varphi} \times \left( \sqrt{K_{\sigma}^2 - \left(\frac{z}{l}\right)^2 \sin^2\varphi} - 1 \right) \quad (3.12)$$

Визначимо радіуси кривизни витків пружинної частини робочого органу у верхніх перерізах при  $\varphi = \pi/2$  і нульовій конусності першого витка, коли

$$K_{\sigma} = K_{\sigma max} = \sqrt{\left(1 + \frac{R}{l}\right)^2 + \left(\frac{t}{4l}\right)^2} \quad (3.13)$$

Тоді оптимальний радіус кривизни витків пружинної частини робочого органу борони складе

$$R_{zo} = l \sqrt{\left(1 + \frac{R}{l}\right)^2 + \left(\frac{t}{4l}\right)^2 - \left(\frac{ti}{l}\right)^2}, \quad (3.14)$$

де ціле  $i$  - номер витка пружинної частини робочого органу.

На рисунку 3.4 дано графічне представлення вираження (3.14).

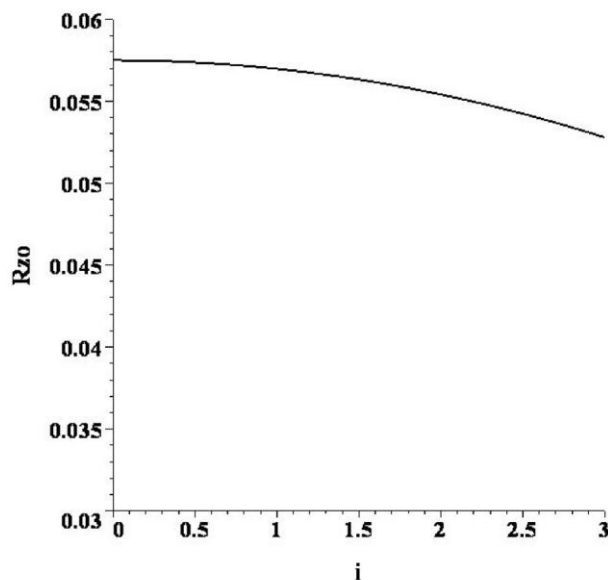


Рисунок 3.4 - Кут конусності пружинної частини робочого органу

Якщо що утворює конусності пружини на рисунку 3.4 апроксимувати прямій, то оптимальний кут  $\beta_o$  визначатиметься по наступній залежності:

$$\beta_o = \arctg\left(\frac{R_1 - R_3}{3t}\right) \quad (3.15)$$

де  $R_1, R_3$  - середні радіуси кривизни першого і третього витка відповідно.

У нашому випадку, при  $R_1 = R = 57,5$  мм з (3.14) отримуємо  $R_3 = 52,8$  мм, а з (3.15) - оптимальний кут конусності пружинної частини нового робочого органу  $\beta_o = 3,4^\circ$ .

Для визначення напруги необхідно знати величину сили опору руху  $P$ . На початку визначимо її максимальне значення виходячи з найбільшої деформації пружинної частини робочого органу у момент його переміщення по поверхні ґрунту (рисунок 3.5).

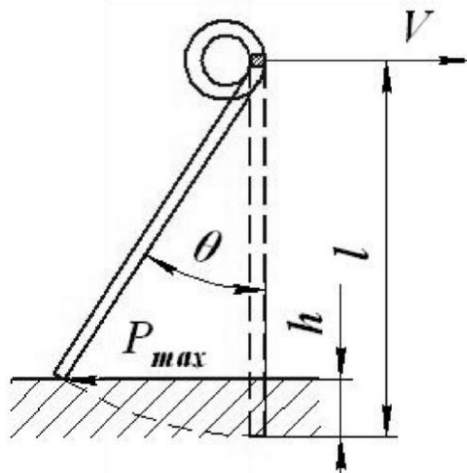


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема зубопружинного робочого органу при максимальній деформації пружинної частини

Нехтуючи деформацією робочого органу, кут закручування пружинної частини можна визначити по відомій залежності [4]:

$$\theta = \frac{2\pi PlR_z}{EI} \approx \frac{2\pi Pl}{EI} (R_1 + R_2 + R_3), \quad (3.16)$$

де  $R_i$  - середні радіуси кривизни витків;  $I = \pi d^4 / 64$  - осьовий момент інерції перерізу витка.

З іншого боку, виходячи з побудов на рисунку 2.8,

$$\theta_{max} = \arccos\left(\frac{l-h}{l}\right), \quad (3.17)$$

де  $h$  - глибина обробки ґрунту.

Дозволяючи систему (2.16) і (2.17) відносно сили  $P$ , набуваємо її максимального значення

$$P_{max} = \frac{E \times d^4 \times \arccos\left(\frac{l-h}{l}\right)}{128l(R_1 + R_2 + R_3)}, \quad (3.18)$$

Приймаємо наступні механічні і агротехнічні параметри:  $E = 2,12 \times 10^5$  МПа;  $R_1 = 57,5$  мм;  $R_2 = 51,75$  мм;  $R_3 = 46,0$  мм;  $d = 14$  мм;  $h = 90$  мм.

Отримуємо максимальну силу  $P_{max} = 387,73$  Н, яка пружинної частини робочого органу борони  $\sigma_{max1} = 32P_{max}l/(\pi d^3) K_\sigma = 931,38$  МПа ( $K_\sigma = 1,094$ ,  $\varphi = 90^\circ$ ).

Для прокатної сталі марки 60С2А маємо наступні механічні характеристики, які змінюються залежно від термічної обробки [37].

- межа міцності  $\sigma_B = 1030 - 1570$  МПа;
- умовна межа плинності  $\sigma_{0,2} = 730 - 1375$  МПа;
- межа витривалості при симетричному циклі  $\sigma_{-1} = 421 - 686$  МПа;
- відносне залишкове подовження  $\delta = 2 - 17$  %; - відносне залишкове звуження  $\psi = 20 - 48$  %.

Перевищення максимальної напруги нижнього інтервалу межі плинності підтверджується окремими випадками виникнення залишкової деформації пружинної частини робочого органу, проте навантаження  $P_{max}$  є випадковим і короткочасним.

Для розрахунку необхідно знати експлуатаційну силу опору  $P$ , яка може бути знайдена по наступній емпіричній залежності [30].

$$P = (k_1 + \varepsilon_1 V^2)dh \quad (3.19)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт, що характеризує опір ґрунту деформації,  $k_1 = 20 - 50$  кН/м<sup>2</sup>;  
 $\varepsilon_1$  - коефіцієнт, що враховує форму поперечного перерізу прутка робочого органу і властивості ґрунту,  $\varepsilon_1 = 1500 - 2000$  Нс<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$V$  - швидкість МТА.

Приймаємо наступні агротехнічні параметри:  $k_1 = 50$  кН/м<sup>2</sup>

Отримуємо  $P = 90,44$  Н.

Визначаємо максимальну напругу в крайніх точках перерізу витків пружинної частини робочого органу по наступній залежності:

$$\sigma = \frac{Pl}{W} K_{\sigma} = \frac{32Pl}{\pi d^3} K_{\sigma} \quad (3.20)$$

На рисунку 3.6 представлена графічна залежність  $\sigma = f(\varphi)$  в трьох витках пружинної частини робочого органу.

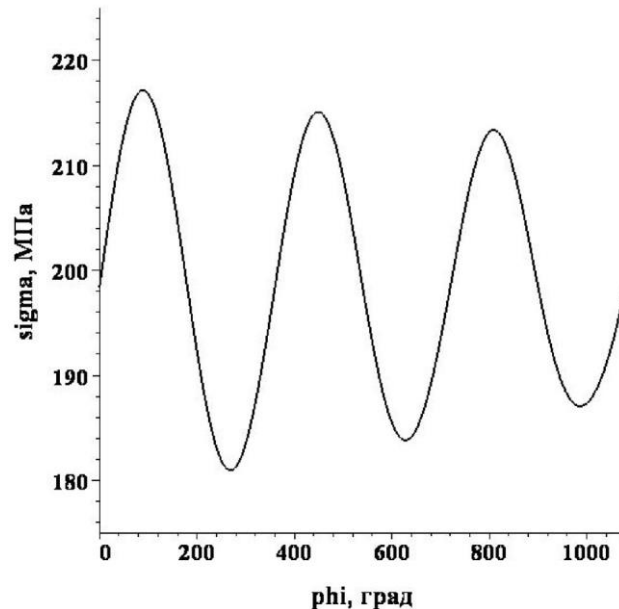


Рисунок 3.6 - Максимальна напруга в перерізах витків пружинної частини робочого органу

Так, найбільша напруга в крайніх верхніх точках складає:

- перший виток  $\sigma_{\max 1} = 217,25$  МПа ( $K_{\sigma} = 1,094$ ,  $\varphi = 90^{\circ}$ );
- другий виток  $\sigma_{\max 2} = 215,18$  МПа ( $K_{\sigma} = 1,084$ ,  $\varphi = 450^{\circ}$ ); -
- третій виток  $\sigma_{\max 3} = 213,48$  МПа ( $K_{\sigma} = 1,075$ ,  $\varphi = 810^{\circ}$ ).

Таким чином, коефіцієнт запасу статичної міцності витків складає:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\max}} = 3,3 - 6,4. \quad (3.21)$$

Відсутність залишкової деформації більшості зразків робочих органів свідчать про те, що матеріал працює в пружній зоні, проте, за характером руйнування витків пружинної частини - крихкому зламу (рисунок 3.7), можна стверджувати, що він походить від втомного розвитку тріщин під дією змінного навантаження  $P$ , що має нерівномірний циклічний характер. Тому необхідно провести розрахунок на втому.



Рисунок 3.7 - Зруйновані зубопружинні робочі органи

Прийmemo умову, що зубопружинний робочий орган працює в умовах пульсуючого циклу, коли коефіцієнт асиметрії  $r = 0$ . Напруга, що допускається, на витривалість визначається по відомих формулах [4]:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_0] &= \frac{2[\sigma][\sigma_{-1}]}{[\sigma] + [\sigma_{-1}]}, \\ [\tau_0] &= \frac{2[\tau][\tau_{-1}]}{[\tau] + [\tau_{-1}]} \end{aligned} \right\} \quad (3.22)$$

де нормальна напруга, що допускається, при статичному навантаженні

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{n} \quad (3.23)$$

При мінімальному значенні межі плинності 730 МПа і коефіцієнті запасу  $n = 6$   $[\sigma] = 121,66$  МПа.

Нормальна напруга, що допускається, на витривалість [28]:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{n \times \alpha_{\pi} \times \alpha_m} \quad (3.24)$$

де  $\alpha_{\pi}$  - коефіцієнт поверхневої чутливості для корродированої поверхні з окалиною приймаємо рівним 0,45;

$\alpha_m$  - масштабний коефіцієнт при  $d = 14$  мм рівний 0,94.

Тоді при найменшому значенні межі витривалості  $\sigma_{-1} = 421$  МПа, отримуємо  $[\sigma_{-1}] = 165,88$  МПа і  $[\sigma_0] = 140,4$  МПа.

Дотичну напругу, що допускається, при статичному навантаженні визначаємо по формулі

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = 60,83 \text{ МПа.} \quad (3.25)$$

Дотична напруга, що допускається, на витривалість

$$[\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1}}{n \times \alpha_n \times \alpha_m} \quad (3.26)$$

де межа витривалості при крученні  $\tau_{-1} = \sigma_{-1/2} = 210,5 \text{ МПа}$ .

Тоді отримаємо  $[\tau_{-1}] = 82,94 \text{ МПа}$  і  $[\tau_0] = 70,18 \text{ МПа}$ .

Умова міцності при змінному вигині і крученні має вигляд:

$$\left( \frac{\sigma_{\text{н}}}{[\sigma_0]} \right)^2 + \left( \frac{\tau}{[\tau_0]} \right)^2 \leq 1 \quad (3.27)$$

чи з обліком (2.5), (2.6) і (2.9) -

$$\left( \frac{P}{W} \right)^2 \times \left( \frac{(l+R_z \sin \varphi)^2 \cos^2 \alpha + \left( \frac{t\varphi}{2\pi} \right)^2 \sin^2 \varphi}{[\sigma_0]^2} + \left( \frac{(l+R_z \sin \varphi) \sin \alpha}{2[\tau_0]} \right)^2 \right) \leq 1 \quad (3.28)$$

Підставляючи для першого витка пружинної частини робочого органу значення  $\varphi = 90^\circ$  і  $R_z = R_1 = 57,5 \text{ мм}$ , маємо:

$$\left( \frac{P}{W} \right)^2 \times \left( \frac{(l+R_1)^2 \cos^2 \alpha + \left( \frac{t}{4} \right)^2}{[\sigma_0]^2} + \left( \frac{(l+R_1) \sin \alpha}{2[\tau_0]} \right)^2 \right) = 2,45 > 1 \quad (3.29)$$

З (2.29) знаходимо раціональні значення параметрів :

- діаметр перерізу прутка  $d$ ;
- довжина розпущеного кінця робочого органу  $l$ .

Якщо вираження (2.29) представити у вигляді рівняння

$$\left( \frac{P}{W} \right)^2 \times \left( \frac{(l+R_1)^2 \cos^2 \alpha + \left( \frac{t}{4} \right)^2}{[\sigma_0]^2} + \left( \frac{(l+R_1) \sin \alpha}{2[\tau_0]} \right)^2 \right) = 1 \quad (3.30)$$

і дозволити його відносно діаметру, отримаємо:

$$d = \sqrt[6]{\frac{1024P^2}{\pi^2} \left( \frac{(l+R_1)^2 \cos^2 \alpha + \left(\frac{t}{4}\right)^2}{[\sigma_0]^2} + \left( \frac{(l+R_1) \sin \alpha}{2[\tau_0]} \right)^2 \right)} = 16,26 \text{ мм} \quad (3.31)$$

При діаметрі прутка більше 16 мм значно збільшується металоємність борони, тому приймаємо діаметр прутка  $d = 16$  мм.

Тоді чисельне рішення рівняння (2.30) дає значення довжини розпущеного кінця нового робочого органу  $l = 560,35$  мм.

Таким чином, для збільшення здатності нового зубопружинного робочого органу, що несе, набуваємо значення діаметру прутка  $d = 16$  мм і довжина розбещених кінців по  $l = 560$  мм [25].

### **3.2 Методика дослідження коливань зубопружинних робочих органів при взаємодії їх з ґрунтом**

Як відзначається в дослідженнях авторів [7], зубопружинні робочі органи важких широкозахватних борін є засобом кришіння ґрунту. В процесі руху МТА за рахунок взаємодії зубопружинних робочих органів ґрунтом на певних швидкостях виникають стійкі автоколивання[25].

Проте в розрахункових схемах, представлених в цих роботах, описуються процеси коливань для системи з одним ступенем свободи. Передбачається, що розпущений (прямий) кінець робочого органу борони не деформується, а на кручення працює пружинна конічна частина робочого органу. Проте ця пружинна частина, має можливість, як скручуватися, так і згинатися (рисунок 3.8).

Розглянемо вільні коливання зубопружинного робочого органу борони, що дозволяє визначити частоти власних коливань системи і порівняти їх з частотою сили, що змушує, тобто досліджувати можливі резонансні явища.



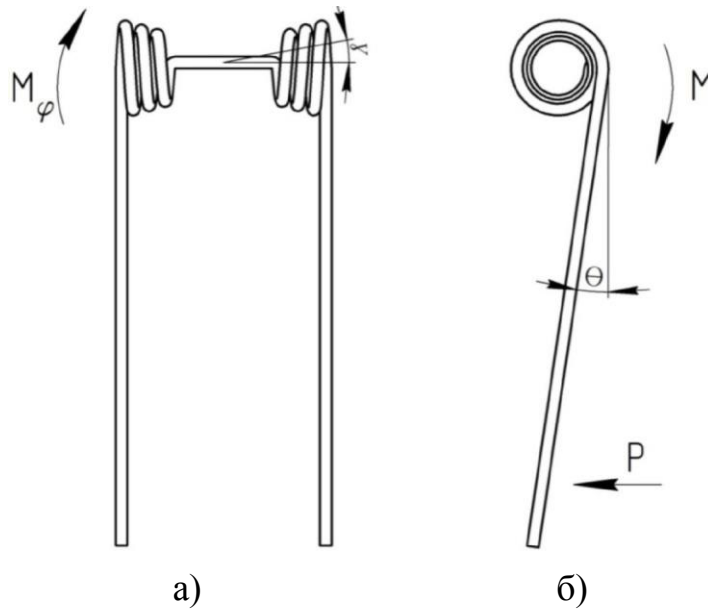


Рисунок 3.8 - Схема деформації зубопружинного робочого органу борони

а) вигин пружинної частини з кутом  $\gamma$ ;

б) кручення пружинної частини з кутом  $\Theta$

Отже, система має дві міри свободи, визначувані їх узагальненими координатами : кутом закручування конічної пружини  $q_1 = \Theta$  і кутом вигину конічної пружини  $q_2 = \gamma$ .

Знайдемо частоти власних коливань системи з двома ступенями свободи. Скористаємося рівняннями Лагранжа для системи з потенційними силами і голономними ідеальними зв'язками (рівняння малих вільних коливань) у формі:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_1},$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_2} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_2}.$$

При цьому кінетична  $T$  і потенційна енергія  $\Pi$  системи визначається канонічними виразами:

$$T = 0,5(a_{11} \times \dot{q}_1^2 + a_{12} \times \dot{q}_1 \times \dot{q}_2 + a_{22} \times \dot{q}_2^2),$$

$$\Pi = 0,5(c_{11} \times q_1^2 + c_{12} \times q_1 \times q_2 + c_{22} \times q_2^2), \quad (3.34)$$

де  $a_{11}$ ,  $a_{12}$ ,  $a_{22}$  - узагальнені коефіцієнти маси (інерційні);  $c_{11}$ ,  $c_{12}$ ,  $c_{22}$  - узагальнені коефіцієнти жорсткості.

Кінетична енергія системи рівна:

$$T = 0,5(I_1 \times \dot{\theta}^2 + I_2 \times \dot{\gamma}^2) \quad (3.35)$$

де  $I_1$  і  $I_2$  - моменти інерції зубопружинного робочого органу відносно осей, навколо яких йде відлік кутів узагальнених координат, кг м<sup>2</sup>;

$\dot{\theta}$  і  $\dot{\gamma}$  - кутові швидкості зміни узагальнених координат, рад/с.

Потенційна енергія системи

$$\Pi = 0,5(c_1 \times \theta^2 + c_2 \times \gamma^2). \quad (3.36)$$

де  $c_1$  і  $c_2$  - кутові жорсткості пружинної частини робочого органу по відповідних узагальнених координатах Н м/рад.

Порівнюємо отримані вирази (2.35. і 2.36) з канонічними виразами (3.34) для кінетичної і потенційної енергій. Узагальнені коефіцієнти набувають значень:

$$\begin{aligned} a_{11} &= I_1, & a_{12} &= 0, & a_{13} &= I_2 \\ c_{11} &= c_1, & c_{12} &= 0, & c_{13} &= c_2 \end{aligned}$$

Рівняння частот або вікові рівняння [22]

$$\alpha k^4 - \beta k^2 + \gamma = 0,$$

$$\alpha = a_{11}a_{22} - a_{12} = I_1 I_2,$$

$$\beta = a_{11}c_{22} + a_{22}c_{11} - 2a_{12}c_{12} = I_1 c_2 + I_2 c_1,$$

$$\text{де } \gamma = c_{11}c_{22} - c_{12} = c_1 c_2,$$

набере вигляду:

$$I_1 I_2 k^4 - (I_1 c_2 + I_2 c_1) k^2 + c_1 c_2 = 0. \quad (3.37)$$

Корені бікватратного рівняння (2.37) алгебри дозволяють знайти власні частоти  $k_1$  і  $k_2$  головних коливань системи:

$$k_{12}^2 = \frac{\beta \pm \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}}{2\alpha}$$

Або з урахуванням усіх поправок:

$$k_{12}^2 = \frac{(I_1 c_2 + I_2 c_1) \pm \sqrt{(I_1 c_2 + I_2 c_1)^2 - 4I_1 I_2 c_1 c_2}}{2I_1 I_2} \quad (3.38)$$

Підставляємо значення параметрів для зубопружинних робочих органів, які визначені досвідченим шляхом і при розрахунках в середовищі моделювання Компас, - 3D.

Типовий зубопружинний робочий орган, виготовлений з прутка діаметром 16 мм, при:

$$I_1 = 0,1125 \text{ кг}\times\text{м}^2; I_2 = 0,1463 \text{ кг}\times\text{м}^2; c_1 = 253,0 \text{ Нм/рад}$$

Отримуємо:

$$k_1 = 2080 \text{ рад/с}; k_2 = 2249 \text{ рад/с}.$$

Типовий зубопружинний робочий орган, виготовлений з прутка діаметром 14 мм, при:

$$I_1 = 0,0825 \text{ кг}\times\text{м}^2; I_2 = 0,1066 \text{ кг}\times\text{м}^2; c_1 = 180,7 \text{ Нм/рад}; c_2 = 217,4 \text{ Нм/рад}$$

Отримуємо:

$$k_1 = 2039 \text{ рад/с}; k_2 = 2190 \text{ рад/с}.$$

Новий зубопружинний робочий орган, виготовлений з прутка діаметром 16 мм, при:

$$I_1 = 0,1069 \text{ кг}\times\text{м}^2; I_2 = 0,1391 \text{ кг}\times\text{м}^2; c_1 = 265,8 \text{ Нм/рад}; c_2 = 319,8 \text{ Нм/рад}$$

Отримуємо:

$$k_1 = 2299 \text{ рад/с}; k_2 = 2486 \text{ рад/с}.$$

При русі борони можуть бути небезпечні резонансні явища при збігу частот вимушених коливань з частотами  $k_1$  і  $k_2$  власних коливань. Вимушені коливання можуть виникати, якщо борона рухається упоперек борозен, що залишилися після попередньої обробки ґрунту.

Якщо крок розташування гребенів прийняти  $S = 0,1$  м і швидкість руху МТА  $V = 12$  км/год  $= 3,33$  м/с (вказано в паспорті на культиватор КПШ- 15), тоді частота сили, що змушує, рівна:

$$\omega_{\max} = \frac{2\pi V}{S} \quad (3.39)$$

$$\omega_{\max} = \frac{2 \times 3,14 \times 3,33}{0,1} \approx 210 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Таким чином, практичний діапазон вимушених частот не перевищує 210 рад/с, що істотно менше головних власних частот коливань системи  $k_1$  і  $k_2$ , цей факт повністю виключає виникнення резонансних явищ.

### 3.3 Методика дослідження енергетики процесу кришіння ґрунту

Дослідження процесу кришіння ґрунту робочими органами, проведені Горячкиним В. П. [7], представляють повну реакцію ґрунту у вигляді суми двох складових :

$$F_c = N_n + F_{\text{тр}} \quad (3.40)$$

де  $N_n$  - нормальна складова реакції ґрунту, прикладена до зуба, Н;

$F_{\text{тр}}$  - сила тертя ґрунту про зубопружинний робочий орган, Н.

Згідно теорії Амонтона - Кулона

$$F_{\text{тр}} = \delta \times \vec{N} \quad (3.41)$$

де  $\delta$  - коефіцієнт тертя ґрунту об сталь.

Для різних типів ґрунтів коефіцієнт тертя може набувати значень  $\delta = 0,25 \dots 0,90$  [19]. Надалі для розрахунків  $\delta = 0,58$ , що відповідає середньому суглинку в ґрунтовому каналі, який використовувався в лабораторних експериментах.

Нормальна реакція  $\vec{N}$  у свою чергу також представляється у вигляді двох доданків:

$$\vec{N} = \vec{N}_c + \vec{N}_g, \quad (3.42)$$

де  $N_c$  - опір ґрунту до зминання, Н;

$N_g$  – сила інерції ґрунту при повідомленні їй деякій швидкості від зуба борони, що рухається, Н.

Для важких широкозахватних борін з шарнірно закріпленими зубопружинними робочими органами, працюючих в автоколивальному режимі, динамічна реакція ґрунту має більш високе значення в порівнянні з нерухомими робочими органами простих борін.

Сила опору тому, що зім'яло ( $N_c$ ) залежить від характеристики реології ґрунту - питомому тиску зрушення і виражається як:

$$N_c = q \times h \times d \quad (3.43)$$

де  $h$  - глибина обробки, м;

$d$  - діаметр прутка зубопружинного робочого органу, м.

Величина  $q$  коливається в межах  $q = 0,0018 \dots 0,020$  МПа.

Згідно з рисунком 3.9 а, глибина обробки ґрунту залежить від початкового кута атаки  $\theta$  (кут установки зубопружинного робочого органу)[30].

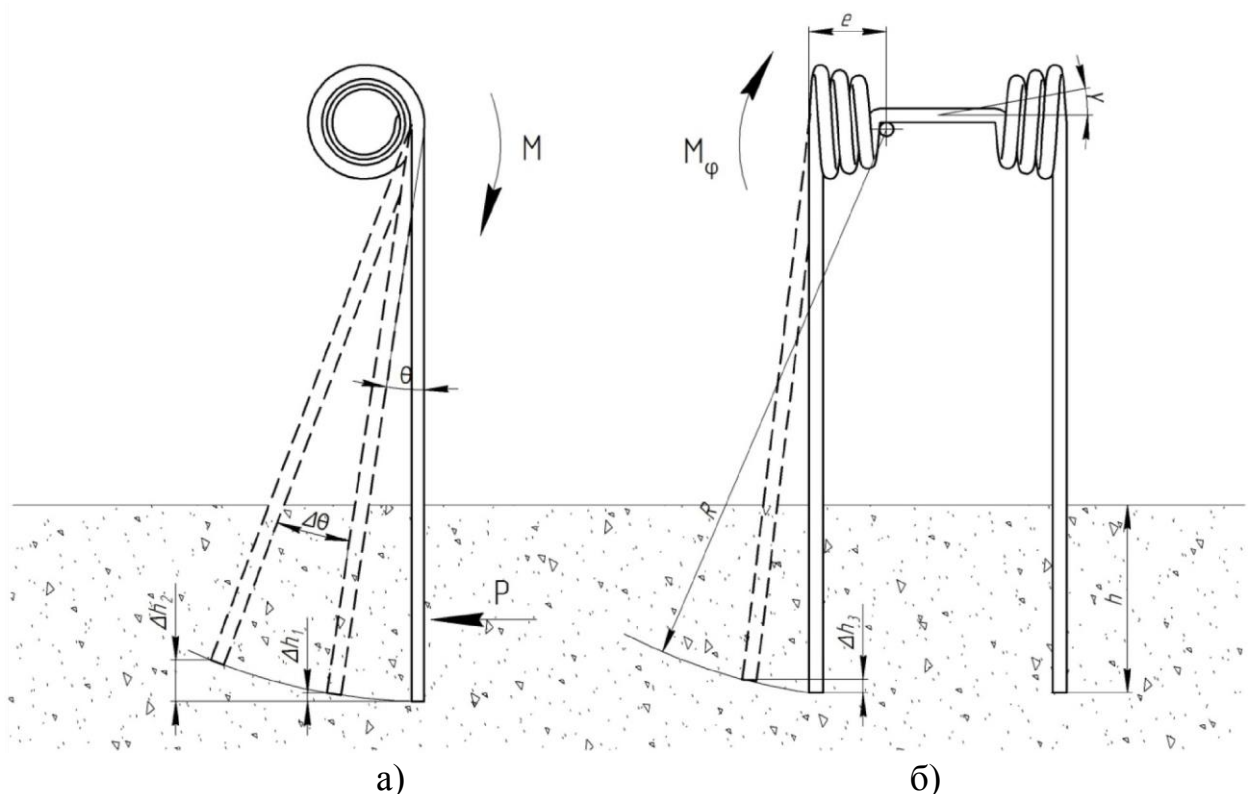


Рисунок 3.9 - Визначення глибини обробки при деформації зубопружинного робочого органу борони

а) подовжнє відхилення робочого органу при куті закручування пружинної частини на кут  $\Delta\theta$ ;

б) поперечне відхилення робочого органу при куті вигину пружинної частини на кут  $\gamma$ .

Якщо кут  $\theta = \theta^0$  (робочі органи встановлені вертикально), то геометрично легко знайти величину виходу зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h$  при закручуванні пружинної частини на кут  $\theta$ :

$$\Delta h_1 = \ell \times (1 - \cos\theta) \quad (3.44)$$

де  $\ell$  - довжина розпущеного кінця зубопружинного робочого органу, м.

Проте початковий кут атаки може відрізнятися від нуля. Нехай він набуде значення  $\theta_0$  і в результаті дії ґрунту робочий орган додатково відхилиться на кут  $\Delta$ . Тоді навіть геометрично видно, що вплив виходу зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h_2$  за цих умов більше:

$$\Delta h_2 = \ell \times (1 - \cos(\theta_0 + \Delta\theta)) - \Delta h_1 = \ell \times (1 - \cos(\theta_0 + \Delta\theta) - 1 + \cos\theta_0),$$

чи

$$\Delta h_2 = \ell \times (\cos\theta_0 - \cos(\theta_0 + \Delta\theta)). \quad (3.45)$$

Таким чином, при вертикально встановлених робочих органах (початковий кут атаки  $\theta_0 = \theta$ ) з відхиленням зуба, що допускається, на величину 40 мм,

отримуємо кут  $\theta = \frac{40}{560} = 0,0714$  рад.

Вихід зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h$  розраховуємо по формулі 3.44:

$$\Delta h = 0,56 \times (1 - \cos 0,0714) = 0,0014 \text{ м.}$$

Отримана величина  $\Delta h$  складає менше 3% від мінімальної глибини обробки глибини обробки  $h = 0,05$  м.

В той же час, при куті атаки  $\theta_0 = 30^\circ (0,471 \text{ рад})$  за тих же умов прогину робочого органу, величину виходу зуба з ґрунту  $\Delta h_2$  по формулі 3.45, отримуємо:

$$\Delta h_2 = 0,56 \times (\cos 0,471 - \cos(0,471 + 0,0714)) = 0,0212 \text{ м}$$

В даному випадку величина  $\Delta h_2$  складає 36,4% від мінімальної обробки ( $h = 0,05 \text{ м}$ ).

На рисунку 3.10 показаний графік залежності виходу зуба  $\Delta h_2$  з ґрунту від початкового кута атаки.

Оцінимо вплив поперечного згину пружинної частини з кутом  $\gamma$  (рисунки 3.11 б), на величину виходу зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h_3$ .

Вигин пружиною частини відбувається навколо точки А упору робочого органу на опорній трубі рами борони з урахуванням цього, величина  $\Delta h$  буде рівна:

$$\Delta h_3 = R \times (1 - \cos \gamma) \quad (3.46)$$

де  $R$  - радіус повороту розпущеного прутка навколо точки А;

$e$  - розмір вильоту циліндричної частини пружини ( $e = 73 \dots 75 \text{ мм}$ ).

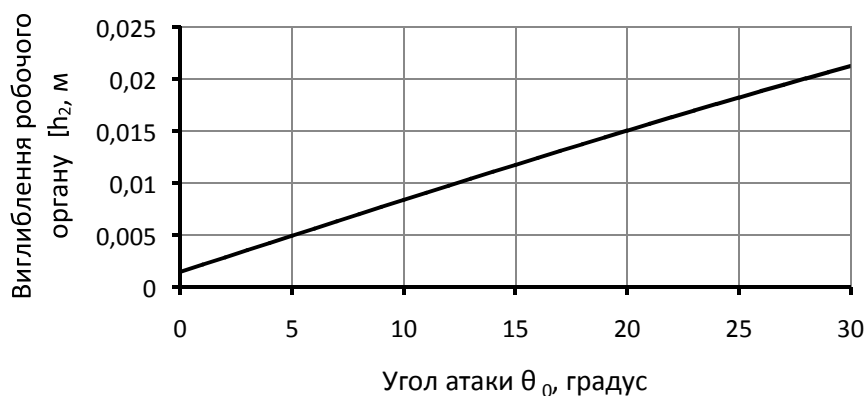


Рисунок 3.10 - Залежність виходу зуба робочого органу  $\Delta h_2$  з ґрунту від початкового кута установки при роботі борони

На рисунку 3.11 би показаний головний вид зубопружинного робочого органу, на якому видима висота робочого органу є проекцією реальної висоти на вертикальну площину. Тоді радіус  $R$ , по теоремі Піфагора, рівний:

$$R = l^2 \cos^2 \theta + e^2$$

Вихід зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h_3$  по формулі 2.46, з урахуванням  $R$ , визначається:

$$\Delta h_3 = \sqrt{(l^2 \cos^2 \theta + e^2) \times (1 - \cos \gamma)} \quad (3.47)$$

При обліку того, що поперечний прогин пружинної частини робочого органу досягає величини  $\pm 20$  мм, кут  $\gamma$  може бути рівний:

$$\gamma = \pm \frac{0,02}{0,56 \cos 25^\circ} = \pm 0,0394 \text{ рад.}$$

Аналіз формули 2.47 показує, що вихід зуба робочого органу з ґрунту  $\Delta h_3$  зменшується з ростом кута  $\theta$ . Найбільше значення може бути досягнуте при  $\theta = 0$ , а найменше - при  $\theta = 30^\circ = 0,471$  рад

$$\Delta h = 0,56 \sqrt{\cos 0 + 0,075 \times (1 - \cos 0,0394)} = 0,00044 \text{ м}$$

$$\Delta h = 0,56 \sqrt{\cos 0,471 + 0,075 \times (1 - \cos 0,0394)} = 0,00038 \text{ м}$$

Як видно, поперечний згин пружинної частини робочого органу не впливає на величину заглиблення і їм можна нехтувати при розрахунку опору руху робочого органу в ґрунті. Формула 2.43 з урахуванням залежності 2.45 говорить, що статична сила стискування ґрунту залежить від параметрів робочого органу, глибини обробки, кута атаки і характеристики ґрунту. Динамічна реакція визначається силою інерції від маси ґрунту, переміщуваного лобовим перерізом зуба в одиницю часу. Ця сила визначається з умови, що при русі зубопружинного робочого органу в ґрунті її часткам повідомляється так звана «жива сила» і вони придбавають ту ж швидкість, що і робочий орган, що рухається.

Нормальну динамічну силу можна знайти, користуючись теоремою про зміну кількості руху :

$$N_g \times dt = (v - v_0) \times d_m \quad (3.48)$$



де  $v$  - швидкість МТА, м/с;

$v_o$  - початкова швидкість часток ґрунту, м/с;

$d_m$  - маса часток ґрунту, переміщувана за час  $dt$ .

Оскільки початкова швидкість дорівнює нулю ( $v_o = 0$ ), то можна записати рівняння (2.48) в наступному виді:

$$N_g = v \times \frac{d_m}{dt}, \text{ где } \frac{d_m}{dt} = F \times \frac{v \times \gamma_n}{2},$$

де  $F$  - площа розпушування ґрунту робочим органом в перерізі, перпендикулярному до напрямку руху, м<sup>2</sup> ;

$\gamma_n$  - питома маса ґрунту (для середньглинистих ґрунтів

$\gamma_n = 1900 \dots 2020$  кг/м [7]).

Оскільки зуб робочого органу здійснює коливання і в подовжньому, і в поперечному напрямках, то площа  $F$  визначається прямокутним майданчиком, що описується заглибленою частиною робочого органу

$$F_n = h \times b, \text{ где } b = 2A_\gamma$$

де  $A_\gamma$  - амплітуда відхилення зуба робочого органу в поперечному напрямі

( $A_\gamma = 0,010 \dots 0,020$  м).

Проте цей підхід ідеалізується. Велика частина маси землі, що захоплюється зубом робочого органу в рух, має швидкість менше швидкості робочого органу. Для обліку цього чинника вводиться поправочний коефіцієнт  $\xi = 0,35 \dots 0,45$ , тоді:

$$N_g = \xi \times h \times A_\gamma \times v^2 \gamma_n \quad (3.49)$$

Зі збільшенням швидкості руху МТА сила зростає, при цьому відбувається зменшення глибини обробки  $h$  внаслідок закручування пружини і подовжньої деформації зуба.

Повна сила опору в проекції на горизонтальну вісь, співпадаючу з напрямом швидкості МТА, рівна:

$$F_c = (1 + f) \times [q \times h \times d + \xi \times h \times A_\gamma \times v^2 \gamma_n] \times \cos \theta \quad (3.50)$$

Ця формула справедлива для будь-якого кута установки зубопружинного робочого органу. Проте розрахунки за формулою 3.50 можливі тільки наближений, оскільки невідомі дійсні характеристики швидкості зубопружинного робочого органу в процесі коливань.

Повний тяговий опір борони можна знайти:

$$P = f_6 \times G_6 + n_3 \times F_c \quad (3.51)$$

де  $f_6$  - коефіцієнт опору, що враховує опір переміщенню самої борони вагою  $G_6$  (для опорних коліс  $f_6 = 0,1 \dots 0,15$  [11];

$G_6$  - вага борони, Н;

$n_3$  - кількість робочих органів борони, шт;

$F_c$  - опір ґрунту переміщенню робочого органу, Н.

Розглянемо тепер взаємодію зубопружинних робочих органів з ґрунтом з урахуванням коливань в двох напрямках. Для розрахунку зробимо наступні допущення:

- робочий орган встановлений вертикально, тобто початковий кут атаки  $\theta = 0$  (рисунок 3.11);

- робочий орган здійснює вимушені коливання. Уздовж осі

$O_x$  і  $O_y$  діють сили пружності  $\vec{F}$  і обурююча сила  $S$ ;

- коливання відбуваються відносно точки А.

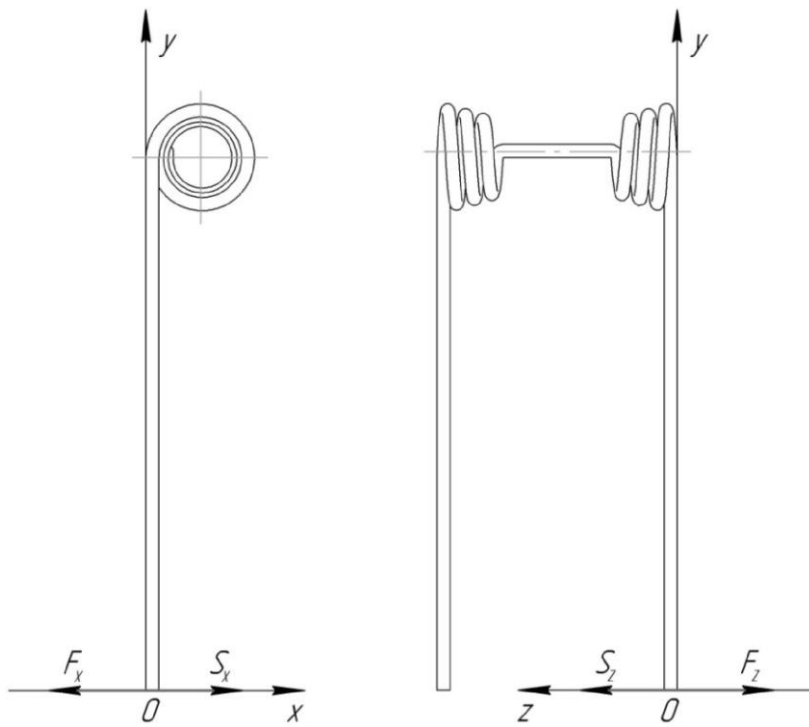


Рисунок 3.11- Схема сил, діючих на зубопружинний робочий орган

Проекції сили  $\vec{F}$  і  $S$  на осі  $O_x$  і  $O_y$  рівні:

$$F_x = -cx, F_z = -cz,$$

де  $c$  - приведений коефіцієнт жорсткості, Н/м.

Сила  $S$  визначається міцністю ґрунтових грудок і може бути апроксимована параболічною залежністю, рисунок 3.12 [3].

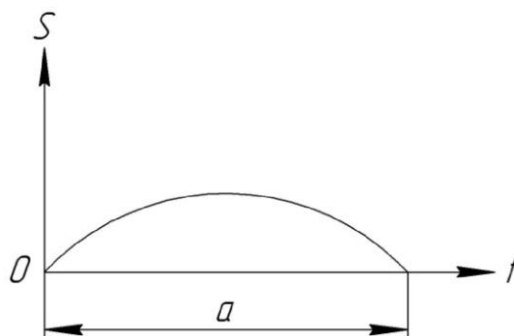


Рисунок 3.12 - Залежність сили  $S$  від часу  $t$

Функція сили  $S$  може бути задана кусочно

$$S = f(t) = \begin{cases} at - t^2 & \text{при } 0 \leq t \leq a \\ 0 & \text{при } t > a \end{cases}, \quad (3.52)$$

де  $a$  - постійна, залежна від типу ґрунту.

При  $t > a$  сила, що викликає відхилення робочого органу борони, дорівнює нулю.

У такому вигляді систему легко привести до коливальної системи, що описується лінійними неоднорідними рівняннями:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x + S_x, \\ m\ddot{z} = F_z + S_z. \end{cases}$$

Або після перетворень:

$$\begin{cases} \ddot{x} + k_1^2 x = \frac{1}{m} \times S_x, & \frac{\overline{m}}{1} \\ \ddot{z} + k_2^2 z = \frac{1}{m} + S_z, \end{cases} \quad (3.53)$$

де  $k_1$  і  $k_2$  - частоти власних коливань зубопружинних робочих органів, знайдені в параграфі 2.3.

Загальні рішення систем рівнянь 2.53 зручно зробити за допомогою прикладного пакету MathCAD.

$$\begin{cases} x = x_0 \cos k_1 t + \frac{x_0}{k_1} \times \sin k_1 t + \frac{1}{mk_1} \int_0^t f(\tau) \sin k_1 (t - \tau) d\tau, \\ z = z_0 \cos k_2 t + \frac{z_0}{k_2} \times \sin k_2 t + \frac{1}{mk_2} \int_0^t f(\tau) \sin k_2 (t - \tau) d\tau. \end{cases} \quad (3.54)$$

Перші два доданків в рівняннях виражають вільні коливання робочих органів борони. У разі руху борони по полю цими коливаннями нехтують, оскільки найбільший вплив роблять вимушені коливання під дією сили  $S = f(t)$ .

При прийнятій параболічній апроксимації обурюючої сили можна прийняти:

$$\begin{cases} x = \frac{1}{k_1 m} \int_0^t (a\tau - \tau^2) \times \sin k_1 (t - \tau) d\tau, \\ z = \frac{1}{k_2 m} \int_0^t (a\tau - \tau^2) \times \sin k_2 (t - \tau) d\tau. \end{cases} \quad (3.55)$$

Скористалися інтеграцією по частинах, отримуємо наступні рішення:

$$\begin{cases} x = \frac{1}{k_1^2 m} \times \left[ \frac{2}{k_1^2} (1 - \cos k_1 t) - \frac{a}{k_1} \times \sin k_1 t + at - t^2 \right], \\ z = \frac{1}{k_2^2 m} \times \left[ \frac{2}{k_2^2} (1 - \cos k_2 t) - \frac{a}{k_2} \times \sin k_2 t + at - t^2 \right], \end{cases} \quad (3.56)$$

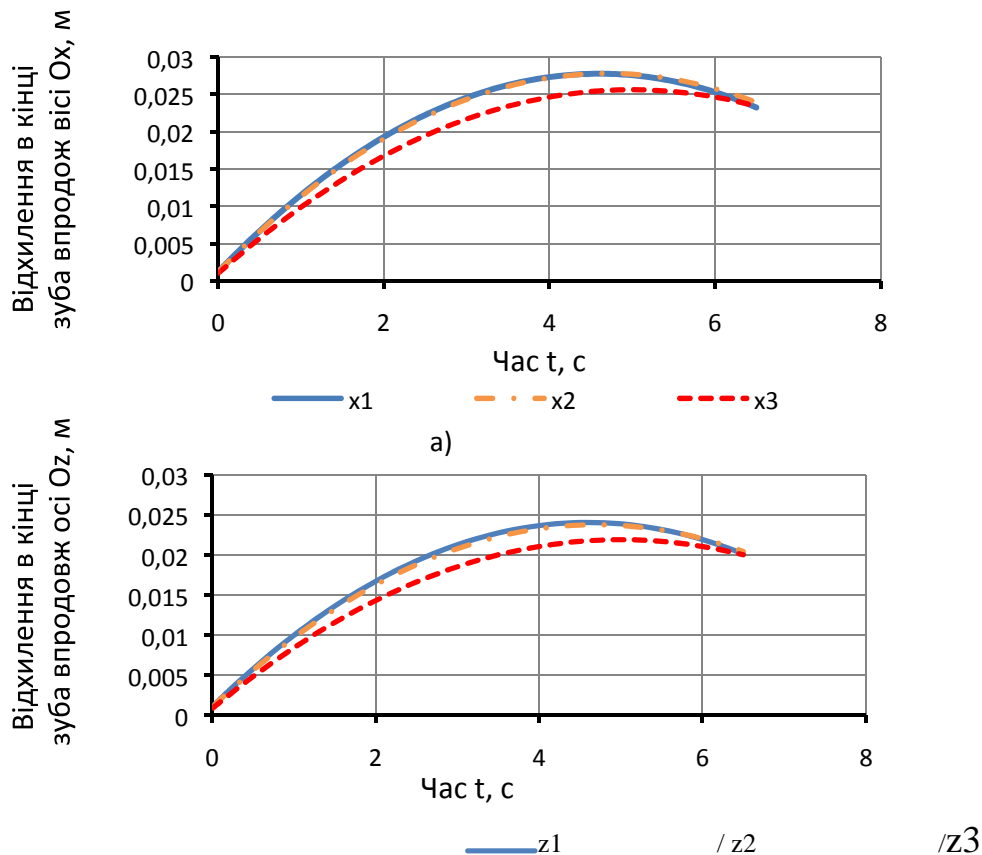
де  $t \leq a$

Проаналізувавши результати розрахунків за формулою (3.56) для трьох досліджуваних варіантів робочих органів при глибині обробки  $h = 0,012$  м, набуваємо наступних значень відхилень (рисунок 3.13), де:

$x_1, z_1$  - відхилення типових зубопружинних робочих органів, виготовлених з прутка діаметром 14 мм;

$x_2, z_2$  - відхилення типових зубопружинних робочих органів, виготовлених з прутка 16 мм;

$x_3, z_3$  - відхилення нових зубопружинних робочих органів, виготовлених з прутка 16 мм.



б)

Рисунок 3.13 - Відхилення зубопружинних робочих органів при роботі під дією сили, що обурює сили опору руйнування ґрунту

Таким чином, однакові прогини (відхилення) зубопружинних робочих органів для порівнюваних варіантів можливі при різних значеннях обурюючої сили. Обурююча сила відбиває граничне зусилля, необхідне для повного руйнування ґрунтових грудок.

Нові зубопружинні робочі органи мають велику жорсткість, в порівнянні з контрольними типовими, за рахунок чого можуть ефективно кришити грудки із зусиллям  $F = 24 \dots 27$  Н. При тому, що типовий зубопружинний робочий орган, виготовлений з прутка діаметром 14 мм, забезпечує зусилля кришіння в  $12 \dots 15$  Н, а типовий зубопружинний робочий орган, виготовлений з прутка діаметром 16 мм, -  $16 \dots 18$  Н.

Як наслідок можна зробити висновок, що нова конструкція зубопружинного робочого органу забезпечує кришіння ґрунтових грудок із зусиллям в  $1,3 \dots 1,6$  разів більше. Тому при роботі борони з новими робочими органами на важких суглинних ґрунтах буде перевага в якості кришіння ґрунту, оскільки ґрунтові грудки з високою міцністю руйнуватимуться ефективніше. Також можна припустити, що абсолютно жорстке кріплення робітників ще ефективніше кришитиме ґрунт. Проте слід пам'ятати, що в цьому випадку пропадає ефект віброактивного руйнування ґрунтових грудок і знижується ефективна площа обробки одним зубом.

Представимо фазовий портрет рішень диференціальних рівнянь (3.56). Для цього визначимо проекції швидкості зуба нового робочого органу на осі координат, продиференціювавши закони руху, і для однакових моментів часу побудуємо залежності

$$\frac{dx}{dt} = f(x) \text{ и } \frac{dz}{dt} = f(z)$$

Звідси проекції швидкості мають вигляд (3.57):

$$\begin{cases} v_x = \frac{dx}{dt} = \frac{1}{k_1^2 m} \times \left[ \frac{2}{k_1} \times \sin(k_1 t) - a \cos(k_1 t) + a - 2t \right] \\ v_z = \frac{dz}{dt} = \frac{1}{k_2^2 m} \times \left[ \frac{2}{k_2} \times \sin(k_2 t) - a \cos(k_2 t) + a - 2t \right] \end{cases}$$

Типові графіки фазових портретів, отримані для швидкості руху борони  $V = 3,33$  м/с (12 км/год) і глибини обробки  $h = 0,12$  м, представлені на рисунку 3.14.

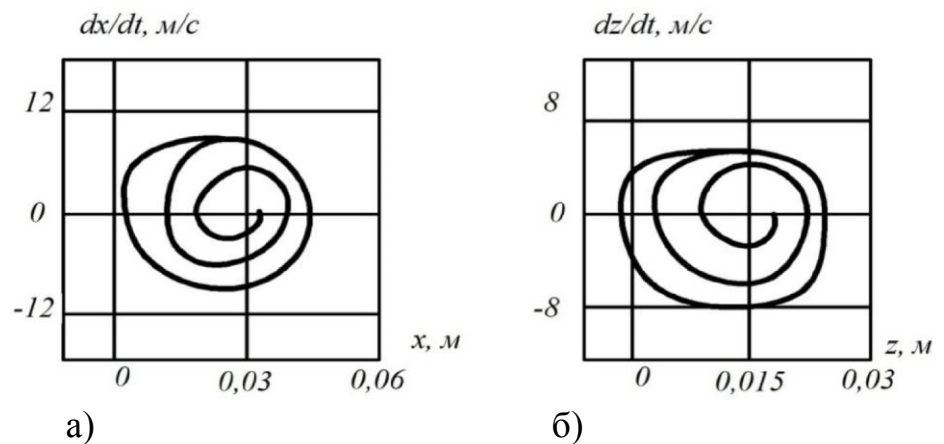


Рисунок 3.14 - Фазові портрети коливань нового зубопружинного робочого органу а) коливання зуба уздовж осі  $Ox$ ; б) коливання зуба уздовж осі  $Oz$

За результатами розрахунків виявлено, що траєкторії описують замкнуту спіраль. Це є наочним доказ існування стійких автоколивань. За характером отриманих кривих можна констатувати, що коливання, що встановилися, близькі до синусоїдальних. Таким чином, ця система є осциляторним типом. Амплітуди автоколивань уздовж осі  $Ox$  (уздовж напрямку руху борони) не перевищують  $0,04 \dots 0,045$  м, а уздовж осі  $Oz$  (перпендикулярно до ходу руху борони) - не більше  $0,02 \dots 0,024$  м. Амплітудні значення швидкості зуба робочого органу уздовж вказаних осей відповідно дорівнюють  $= 9$  м/с,  $= 8$  м/с.

Частоти циклічних коливань (автоколивань) для нових зубопружинних робочих органів несуттєво залежать від частот власних коливань і істотно - від частоти обурюючої сили.

Циклічні частоти коливань для нового зубопружинного робочого органу в різних напрямках коливань змінювалися в межах: для коливань уздовж осі  $Ox$  - 150...210 рад/с, для коливань уздовж осі  $Oz$  - 100...240 рад/с.

### 3.4 Методика визначення характеристик ґрунту на ґрунтовому каналі

Процес роботи зубопружинних робочих органів борони заснований на їх взаємодії з ґрунтом з метою кришіння ґрунтової кірки і грудок. Для повноцінної картини цього процесу необхідно знати механічні характеристики робочого тіла, тобто твердість і коефіцієнт об'ємного, що зім'яло ґрунти, від яких залежить тяговий опір робочого органу і здатність ґрунту руйнуватися під дією зовнішньої дії. За цими характеристиками можна вказати механічний склад ґрунту [18].

Твердість ґрунту - це її здатність чинити опір впровадженню під тиском твердого тіла. Вона кореляційно пов'язана з опором ґрунту, що виникає при обробці ґрунтообробними машинами. Твердість ґрунту обов'язково визначають при державних випробуваннях ґрунтообробних машин. Для цієї мети використовують твердомер (рисунок 3.15) [29].

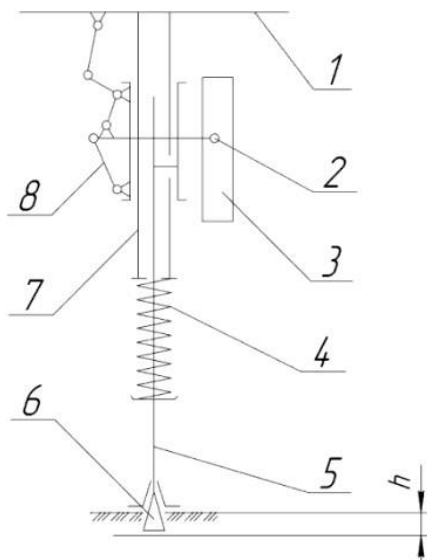


Рисунок 3.15 - Твердомір (пенетрометр) Ю.Ю.Ревякина :

- 1 – руків'я; 2 - олівець; 3 - міліметрівка; 4 - пружина; 5 - шток;  
6 – наконечник; 7 - рамка; 8 - передатний механізм



У твердомірі при втискуванні в ґрунт наконечника 6 конічної форми одночасно фіксуються на діаграмі 3 значення зусилля, необхідного для подолання опору ґрунту і істотно залежного від її щільності і вологості.

Згідно із стандартом твердість ґрунту слід визначати за допомогою наконечника конічної форми, що має такі параметри : для твердих ґрунтів - площа основи  $100 \text{ мм}^2$ , кут при вершині  $22^\circ 30'$ , для рихлих ґрунтів відповідно до  $200 \text{ мм}^2$  і  $30^\circ$ . При цьому на діаграмі (рисунок 3.16) видно три характерні ділянки, що відповідають різним стадіям деформації ґрунту.

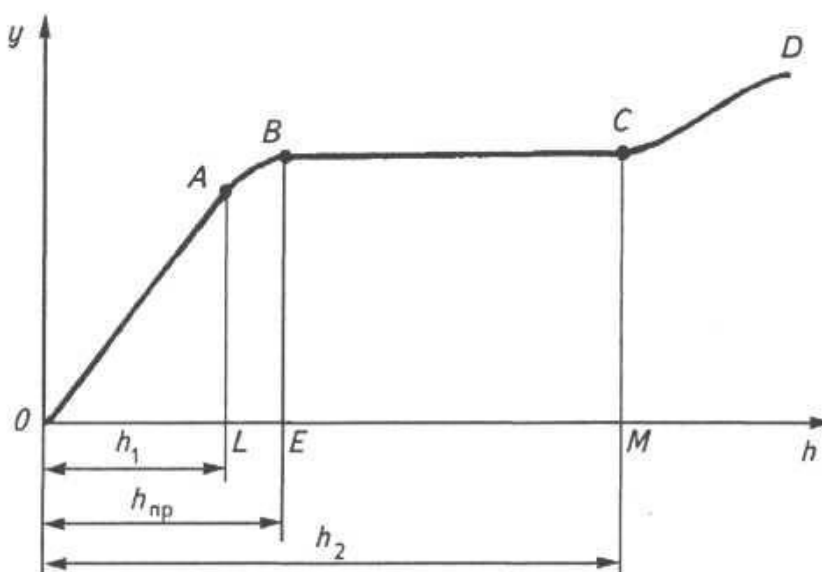


Рисунок 3.16 - Діаграма зміни деформації пружини твердомера по глибині занурення наконечника в ґрунт

Початкова фаза деформації ґрунту характеризується майже лінійним збільшенням сили  $F_1$  (ділянка ОА діаграми), малою тривалістю і незначною глибиною занурення наконечника  $h_1$ . Необхідна для подолання опору ґрунту сила,  $N$ ,

$$F_1 = ky_1 \quad (3.56)$$

де  $k$  - жорсткість пружини,  $N/\text{мм}$ ;  $y_1$  - деформація пружини,  $\text{мм}$ .

Ознаки другої фази - уповільнений ріст опору ґрунту подальшому впровадженню в неї наконечника (ділянка АВ діаграми) і освіта попереду наконечника конусоподібного наросту з сильно ущільненого ґрунту, який

розклинює і ущільнює нижні її горизонти. У кінці цієї фази (точка В) напруга досягає межі плинності ґрунту.

Третя фаза деформації ґрунту (ділянка ВС діаграми) характеризується безперервним збільшенням глибини занурення наконечника при постійному значенні  $F$ . Після занурення наконечника на глибину орного шару  $h_2$  починається підорний шар, і зусилля  $F$  швидко наростає (ділянка CD діаграми).

З урахуванням діаграми твердість ґрунту, Па,

$$P = F1/s = y1k / s \quad (3.57)$$

де  $s$  - площа основи наконечника,  $\text{мм}^2$ ;  $y1$  - середнє значення ординати діаграми на ділянці ОАВ, мм.

В. А. Желиговский пропонує також визначати граничне значення тиску  $p_{пр}$  на ґрунт і коефіцієнт об'ємного, що зім'яло ґрунту. Граничне значення тиску, Па, обчислюють по максимальній ординаті:

$$P_{пр} = y_{max}k / s. \quad (3.58)$$

Коефіцієнт об'ємного, що зім'яло,  $\text{Н/мм}^3$ , що характеризує опір ґрунту впровадженню впродовж першої фази деформації, розраховують по формулі

$$q = F1(sh1) = y1k / (sh1) \quad (3.59)$$

де  $h1$  - деформація ґрунту в межах прямої пропорціональності діаграми (ділянка ОА), мм.

#### **4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МТА**

Застосування правильної технології і устаткування, дотримання агротехнічних вимог при обробці ґрунту дозволяють забезпечити високу врожайність сільськогосподарських культур. У свою чергу, це дозволяє понизити собівартість виробництва продукції рослинництва і тваринництва, підвищити конкурентоспроможність. Проте високі експлуатаційні витрати, пов'язані із заміною пошкоджених частин техніки, можуть погіршити економічні показники і понизити доходність підприємства [7].

Для розрахунку була використана методика оцінки спеціалізованої сільськогосподарської техніки і виявлення економічної ефективності застосування в сільському господарстві результатів науково-дослідних і проектно-конструкторських праць [10].

Обчислення річного економічного ефекту будується на порівнянні приведених витрат на обробку одиниці площі поля базовою і пропонованою технікою, яке включають суму собівартості і нормативного прибутку. При цьому необхідно враховувати порівнянність порівнюваних варіантів пропонованої і базової техніки продукції, що за об'ємом переробляється, і якісним показникам роботи.

Згідно з існуючою методикою, витрати праці і поточні витрати розраховуються на одиницю обробленої продукції. Поточні витрати (приведені витрати) складаються з витрат на заробітну плату з відрахуваннями вартості спожитої електроенергії, витрат на зберігання, на амортизацію і ремонт [30].

Розрахунок економічної ефективності використання нових зубопружинних робочих органів у складі важких широкозахватних борін проведений за результатами лабораторних і виробничих випробувань. Порівняння проведене з типовою конструкцією зубопружинних робочих органів, виготовлених з прутка діаметром 16 мм. У виробничих умовах відбувається

поломка значного числа типових робочих органів (до 30%) за один сезон використання борони при середньому напрацюванні 2500...3200 га.

Прийняті початкові розрахункові дані для визначення економічної ефективності використання МТА у складі трактора Т-150К і важкої широкозахватної борони КАМА- 15 і її аналога, КПШ- 15 (культиватор передпосівної штригельний з шириною захоплення 15 м) з типовими і новими зубопружинними робочими органами відповідно зведені в таблиці 4.1.

Розрахункові дані витрат на обробку ґрунту представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.1 - Початкові дані для розрахунку

Показник	Позначення	Величина	
		базовий варіант	новий варіант
Тип машинно-тракторного агрегату (МТА)	—	Трактор Т-150К	
		Борона КАМА-15 з типовими раб. орган. d = 16 мм	Культиватор КПШ- 15 з новими раб. орган. d = 16 мм
Число пружинних робочих органів	N	120	120
Продуктивність (V = 12 км/год), га/год	Q	14	14
Річне завантаження, га	Q	3000	3000
Кількість обслуговуючого персоналу (механізаторів)	Л <sub>м</sub>	1	1
Розмір і тарифна ставка грн./год механізатора	f <sub>м</sub>	83,66	30,95
Балансова ціна, грн	Ц <sub>б</sub>	1139600	1073000
Ціна пружинного робочого органу	Ц <sub>п</sub>	621,6	758,5
Витрата палива на обробку ґрунту при глибині обробки 0,09 м і куті атаки пружинних робочих органів 90°, л/га	P <sub>т</sub>	1,01	0,95
Норма амортизаційних відрахувань, %	A	14,2	14,2
Норма витрат на заміну пружинних робітників органів, %	R	0,005	0,005
Кількість зламаних пружинних робочих органів	N <sub>с</sub>	30	—

Нормативний коефіцієнт ефективності	$E_n$	0,15	0,15
-------------------------------------	-------	------	------

Таблиця 4.2 - Формули і дані витрат на обслуговування

Показники, формула розрахунку	Варіанти	
	Базовий	новий
Заробітна плата, грн./га $З = \frac{Л_m \times f_m}{q}$	5,98	5,98
Амортизаційні відрахування, грн./га $A = \sum \frac{Ц_6 \times a}{Q \times 100}$	145,79	137,27
Відрахування на купівлю пружинних робочих органів, грн./га $\Pi = \frac{Ц_{\Pi} \times N}{Q}$	67,20	82,00
Відрахування на купівлю пружинних робочих органів замість зламаних, грн./га $\Pi_c = \frac{Ц_{\Pi} \times N_c}{Q}$	16,80	—
Відрахування на заміну пружинних робочих органів, грн./га $P = \sum \frac{Ц_6 \times r \times N}{Q \times 100}$	0,50	—
Питомі витрати на паливо, грн./га $T = \sum (43,4 \times P_m)$	118,05	41,26
Експлуатаційні витрати, грн./га $I = З + A + \Pi + \Pi_c + T$	353,82	124,61
Питомі капіталовкладення, грн./га	1026,67	357,66
Приведені витрати, грн./га $K_{уд} = \sum \frac{Ц_6}{Q}$	507,82	178,26
Витрати праці, чол. год $З_{тр} = \frac{Л_m}{q}$	0,071	0,071

Таблиця 4.3 - Показники економічної ефективності

Показники	Розрахункова формула	Чисельне значення
Ступінь зниження витрат праці, %	$\frac{3_{\text{трб}} - 3_{\text{трн}}}{3_{\text{трб}}} 100\%$	0
Ступінь зниження експлуатаційних витрат, %	$\frac{И_{\text{б}} - И_{\text{н}}}{И_{\text{б}}} 100\%$	4,81
Ступінь зниження приведених витрат, %	$\frac{Y_{\text{б}} - Y_{\text{н}}}{Y_{\text{б}}} 100\%$	5,13
Ступінь зниження питомих капітальних вкладень, %	$\frac{K_{\text{удб}} - K_{\text{удн}}}{K_{\text{удб}}} 100\%$	5,84
Річний економічний ефект за приведеними витратами без урахування палива, грн.	$E_{Г1} = \left( \frac{(И_{\text{б}} - T_{\text{б}}) - (И_{\text{н}} - T_{\text{н}})}{-(И_{\text{н}} - T_{\text{н}})} \right) \times Q$	11677,2
Річний економічний ефект за рахунок палива, грн.	$E_{Г2} = (T_{\text{б}} - T_{\text{н}}) \times Q$	7226,1
Сумарний річний економічний ефект за приведеними витратами, грн.	$E_{Г} = (Y_{\text{б}} - Y_{\text{н}}) \times Q$	19014,3

Порівняння показників використання у важких широкозахватних боронах зубопружинних робочих органів нової конструкції, виготовлених з прутка діаметром 16 мм, в порівнянні із зубопружинними типовими робочими органами дозволяють відмітити зниження питомих витрат, приведених на один гектар обробленої землі, навіть незважаючи на більш високу вартість нових робочих органів. Це пояснюється не лише зниженням витрат на купівлю нових робочих органів замість зламаних (річний економічний ефект за приведеними витратами без урахування палива  $E_{Г1}$ ), але і зниженням витрат на паливо (річний економічний ефект за рахунок палива,  $E_{Г2}$ ).

Так повне постачання борони КПШ- 15 новими зубопружинними робочими органами новою обійдеться в суму

$$S_{\text{н}} = Ц_{\text{нн}} \times N \quad (4.1)$$

а вартість постачання борони типовими зубопружинними робочими органами

$$S_{\bar{o}} = C_{n\bar{o}} \times N \quad (4.2)$$

Але при роботі борони з типовими зубопружинними робочими органами відбувається їх руйнування, яке вимагає купівлі і установки нових робочих органів. Додаткові витрати на купівлю типових зубопружинних робочих органів замість зламаних складають величину

$$S_{\partial on} = C_{n\bar{o}} \times N_c \quad (4.3)$$

Загальні витрати за рік на купівлю типових зубопружинних робочих органів складуть

$$S_{\Sigma} = S_{\bar{o}} + S_{\partial on} \quad (4.4)$$

Отримуємо економію за перший рік з урахуванням додаткових витрат на заміну поламаних робочих органів

$$E_{\text{пруж}} = S_{\Sigma} + P \times Q - S_n \quad (4.5)$$

Таким чином, річний економічний ефект від використання МТА у складі трактора Т-150К і борони КПШ- 15 з новими робочими органами розраховується по формулі:

$$E = E_{\Gamma} + E_{\text{пруж}} - E_n \times (S_n - S_{\bar{o}}) \quad (4.6)$$

При цьому термін окупності складе

$$T = \frac{S_n}{E_{\Gamma} + E_{\text{пруж}}}$$

Застосування МТА у складі трактора ХТЗ-160 і борони КПШ- 15 (культиватор передпосівної штригельний), оснащеної новими зубопружинними робочими органами, дозволяє отримати річний економічний ефект у розмірі 19014,3 грн. за рахунок зниження витрат на паливо на 8,86...9,82%. При цій економії термін окупності складе 4,2 роки.

Це свідчить про досягнення поставленої мети досліджень і дозволяє отримати економічний ефект за рахунок зниження експлуатаційних витрат.

## ВИСНОВКИ

1. На основі функціонально-морфологічного аналізу важкої широкозахватної борони визначена структурна форма нового зубопружинного робочого органу, що має конусний пружинний підвіс з двома розпущеними кінцями, круглу форму прутка і шарнірне кріплення до рами борони.

2. Розроблена математична модель процесу вібраційної взаємодії нових зубопружинних робочих органів з ґрунтом, що дозволяє встановити залежності стійкого руху зуба в ґрунті в процесі роботи від кута установки. При вертикально встановлених робочих органах відхилення від заданої глибини обробки складе  $\Delta h = 1,4$  мм, в той же час при куті установки в  $30^\circ$  відхилення складе  $\Delta h = 21,2$  мм. Сила вібраційної дії нових зубопружинних робочих органів на ґрунт вище типових в 1,3...1,6 разу.

3. Запропоновані практичні рекомендації експлуатації борони з новими зубопружинними робочими органами: глибина обробки  $h = 0,079$  м, кут атаки  $\alpha = 89^\circ 41'$ , швидкість МТА  $V = 3,33$  м/с (12 км/год), а також з типовими, залежно від виду оброблюваного ґрунту.

4. За результатами порівняльних виробничих випробувань визначені економічні показники використання МТА у складі трактора Т-150К і важкої широкозахватної борони КПШ- 15, оснащеної новими зубопружинними робочими органами.

5. Розрахунковий економічний ефект від використання вказаного МТА за рік експлуатації складе 19014,3 грн. за рахунок зниження енергетичних витрат на 8,86...9,82 %, при цьому термін окупності складе 4,2 роки.



## **ДОДАТКИ**