

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ  
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА**

**ДИПЛОМНА РОБОТА**  
освітнього ступеня «Магістр»

на тему: „ **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО  
СЕКАТОРА ДЛЯ ОБРІЗУВАННЯ ГІЛОК ПЛОДОВИХ  
ДЕРЕВ** ”

Виконав: студент 2 курсу групи Аін-61  
Спеціальності 208 „Агроінженерія”  
(шифр і назва)

Берків Юрій Володимирович  
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Крунич О.М.  
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

УДК 631.358.

Обґрунтування параметрів гідравлічного секатора для обрізування гілок плодкових дерев. Берків Ю.В. Дипломна робота. Кафедра агроінженерії та технічного сервісу ім.проф. Семковича О.Д. Дубляни, Львівський НУП, 2024.

65 с, 3 табл.; 17 рис.; 33 бібл. найм.

У дипломній роботі описано існуючі способи обрізки гілок дерев у плодкових садах. Описано існуючі засоби механізації для обрізування гілок. Обґрунтовано раціональну конструктивно-технологічну схему обрізувача

В дипломній роботі проведено теоретичні дослідження та обґрунтовано принципову схему обрізувача гілок. Проведено динамічний аналіз механізму приводу обрізувача гілок та динамічний розрахунок гідравлічної ланки обрізувача гілок. Проведено експериментальні дослідження твердості деревини.

Розглянуто питання охорони праці та захисту довкілля під час використання запропонованого обрізувача гілок.

Розраховано економічний ефект від впровадження запропонованого обрізувача гілок плодкових дерев.

## Зміст

Вступ.....	6
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД СПОСОБІВ ТА ЗАСОБИ ДЛЯ ОБРІЗКИ ГІЛОК ДЕРЕВ ТА НАСАДЖЕНЬ КУЩІВ.....	9
1.1 Класифікація способів та засобів для обрізки.....	9
1.2 Засоби механізації для обрізки гілок.....	11
1.3 Обґрунтування раціональної конструктивно-технологічної схеми.....	20
Висновки.....	23
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБРІЗУВАЧА ГІЛОК.....	24
2.1 Принципова схема обрізувача гілок.....	24
2.2 Кінематичний аналіз механізму приводу обрізувача гілок.....	27
2.3 Динамічний аналіз механізму приводу обрізувача гілок.....	29
2.4 Динамічний розрахунок гідравлічної ланки обрізувача гілок.....	35
Висновки.....	45
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТВЕРДОСТІ ДЕРЕВИНИ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ.....	46
3.1 Програма, методика та умови проведення досліджень.....	46
3.2 Залежність твердості плодової деревини від її вологості та температури.....	47
Висновки.....	49
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ ДОВКІЛЛЯ.....	50
4.2 Вплив технології на стан довкілля.....	50
4.1 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм.....	53
Висновки.....	55
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНОГО ОБРІЗУВАЧА ГІЛОК.....	56
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ.....	61
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	63

## Вступ

Важливою метою сучасного агропромислового виробництва є забезпечення потреб населення у якісних продуктах харчування вітчизняного виробництва за одночасного зниження частки імпорту. При цьому слід зазначити, що вітамінні, поживні та смакові показники завезеної продукції модифікованих сортів промислового садівництва далеко не завжди відповідають вимогам вітчизняного покупця. Віддаючи належне товарному вигляду та якості упаковки зарубіжної плодово-ягідної продукції, здебільшого випадків слід визнати смакові переваги вітчизняної, з якої понад 85% плодової та майже 100% ягідної вирощується у садівничих кооперативах та товариствах, селянських, фермерських та особистих присадибних господарствах.

Зростання виробництва плодів та ягід вітчизняними товаровиробниками, збільшення їх споживання населенням до обґрунтованих медичних норм вимагає відродження мережі плодорозсадників, створення системи постачання та реалізації якісного посадкового матеріалу районуваних культур, стійких до шкідників та хвороб, удосконалення системи закупівлі, переробки та зберігання плодово-ягідної продукції, що швидко псується, а також механізації трудомістких процесів [1...4].

Рівень механізації промислового садівництва нашої країни коливається з різних плодівих культур від 30% до 60%, цей же показник у категоріях господарств названих вище не сягає і 10%. Усі основні операції з догляду за плодовими деревами та чагарниками, як правило, виконуються вручну з використанням найпростішого садового інвентарю [5...7].

Створення засобів малої механізації для плодівих насаджень є важливою народногосподарською проблемою, що вимагає невідкладного рішення.

Основну увагу у цій роботі приділено дослідженню та розробці технічних засобів малої механізації для неупорядкованих плодівих

насаджень селянських та фермерських господарств, що дозволяють механізувати найбільш затратні та травмонебезпечні роботи. До них, насамперед черга, відносяться ранньовесняна та післязбиральна детальна обрізка плодкових дерев та чагарників, вибіркоче та суцільне збирання плодів зерняткових і кісточкових культур, догляд за поверхнею підкрової насаджень.

Встановлено, що на частку названих робіт припадає понад 70% усіх трудовитрат, від своєчасності та якості, виконання яких багато в чому залежить врожайності та якості плодової продукції.

Відомі вимоги до засобів малої механізації – вони повинні бути універсальними, володіти мінімальними масогабаритними характеристиками, бути економічними та надійними в експлуатації, травмобезпечними, привабливими для споживача внаслідок їх високої ефективності та прийнятних витрат на придбання та обслуговування [8...11].

Значення засобів малої механізації та садового механізованого інструменту зростає при обслуговуванні плодкових насаджень розміщених на ділянках зі складним рельєфом, характерним для гірської та передгірної зон на заході України, які мають значний потенціал для виробництва плодоягідної продукції [12,13].

**Метою досліджень** є розробка ефективної конструктивно-технологічної схеми і визначення параметрів ручного гідравлічного секатора для обрізки плодкових дерев у невеликих фермерських господарствах.

**Завдання досліджень:**

- виконати аналіз та класифікувати способи та засоби механізації для догляду за плодовими насадженнями та збирання плодів;
- обґрунтувати раціональну конструктивно-технологічну схему обрізувача гілок;
- дослідити фізико-механічні та технологічні показники плодкових насаджень у селянських (фермерських) господарствах;

- розробити теоретичні передумови та запропонувати математичні моделі з обґрунтування та розрахунку основних параметрів робочих органів обрізувача гілок.

**Об'єкти досліджень.** Технологічні процеси, конструктивні параметри та режими роботи обрізувача гілок плодкових насаджень селянських (фермерських) господарств.

**Предмет дослідження.** Закономірності взаємодії робочих органів засобів малої механізації з оброблюваними об'єктами - плодовою гілкою.

**Методика досліджень.** Теоретичні дослідження виконувались із використанням положень та законів класичної механіки, гідродинаміки, математики та математичного моделювання. Результати теоретичних досліджень підтверджені експериментальною перевіркою на фізичних моделях, лабораторних та дослідно-виробничих установок. Обробка результатів експериментальних досліджень здійснювалась на ПК із використанням пакетів програм Matlab, Excel. Достовірність результатів роботи підтверджується збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

## РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД СПОСОБІВ ТА ЗАСОБИ ДЛЯ ОБРІЗКИ ГІЛОК ДЕРЕВ ТА НАСАДЖЕНЬ КУЩІВ

### 1.1 Класифікація способів та засобів для обрізки

В даний час, як у нашій країні, так і за кордоном застосовують два способи обрізання гілок: вибірковий, що здійснюється вручну, і суцільний – з допомогою контурних обрізувачів. За допомогою вибіркового способу вручну проводять вибірку вирізки окремих гілок, оскільки оцінка необхідності його у кожному випадку визначається робітником. При суцільному способі обрізання проводиться контурними обрізувачами типу МКО – ЗА, МКОТС, АМС-7, які формують крону по ширині вздовж ряду, а також за їхньою висотою [16,17].

Засоби для здійснення вибіркового обрізання гілок при ручному способі можна розділити на три основні групи:

- прості секатори, в яких використовується м'язова сила руки людини без будь-яких підсилювачів (механічних, гідравлічних);
- секатори з напівмеханізованим приводом, у яких з метою полегшення роботи робітника застосовуються різні механізми збільшення зусилля зрізу;
- секатори, що працюють під дією сил електрики, стиснутого повітря та рідини (рис. 1.1).

Прості секатори за принципом дії поділяються на:

- секатори двостороннього різання;
- секатори одностороннього різання;
- секатори з різанням в упор.

Їх конструкції та функціональні особливості досить повно відображені у роботі [18]. У ній наводиться висновок про те, що основним типом простих секаторів, що знайшли широке застосування у всіх країнах з

розвиненим садівництвом є секатор одностороннього різання. Однак вони поки що мають ряд істотних недоліків.

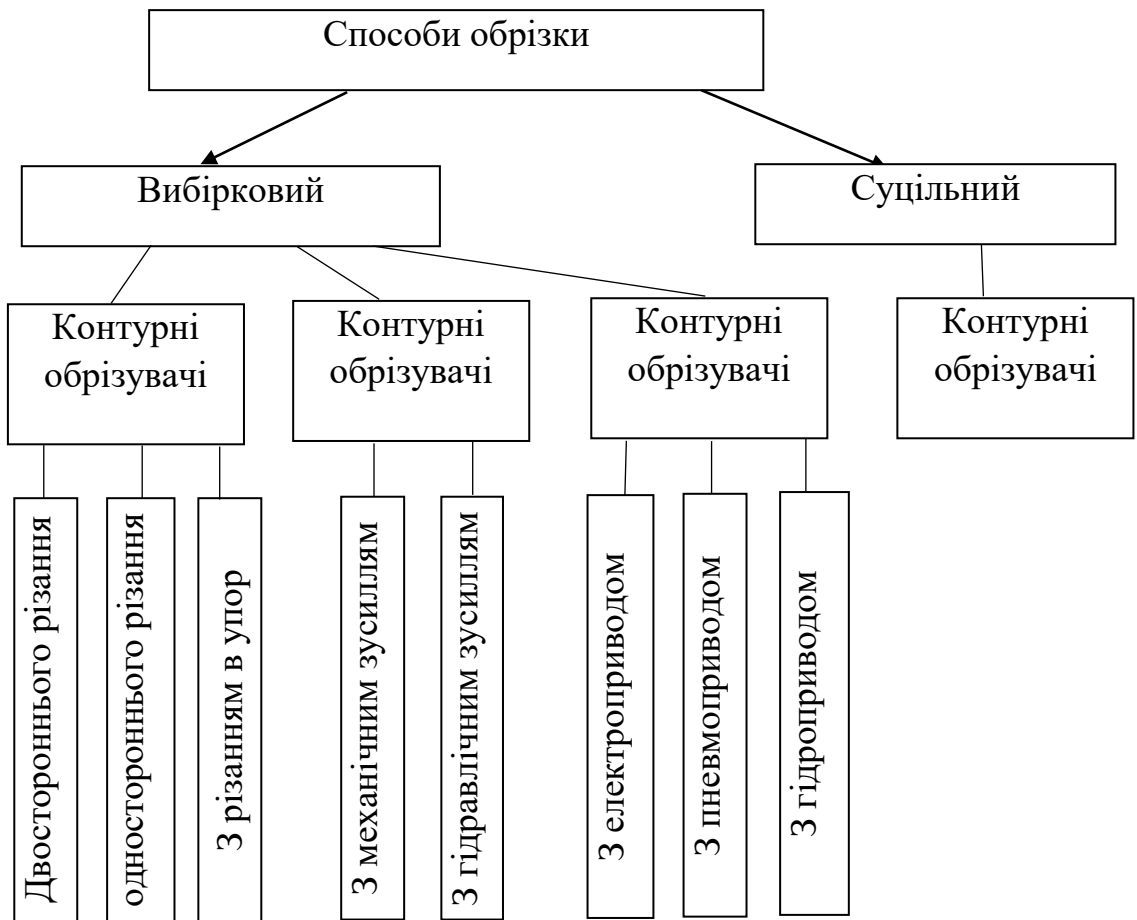


Рисунок 1.1 – Класифікація способів і засобів для обрізки гілок

Зокрема, недосконала геометрія ріжучих органів, необхідно велика м'язова сила людини (300...400 Н). Більше того, вони, як правило, розраховані на зріз гілок діаметром до 15 мм. Зрештою, вони мають дуже низьку продуктивність.

Аналіз конструкцій напівмеханізованих секаторів усіх типів [19...21] дозволяє зробити висновок про те, що вони забезпечують зручність для робітника за рахунок зменшення прикладеної ним сили. Однак, практично всі напівмеханізовані секатори по масі значно (у два і більше разів) перевершують прості секатори, не кажучи вже про їхню складну конструкцію.



Внаслідок сказаного секатори з напівмеханізованим приводом не набули широкого поширення.

## **1.2 Засоби механізації для обрізки гілок**

Наприкінці 80-х у числі пріоритетним напрямом розробки і впровадження у галузі механізації виноградарства визначено роботи з механізації обрізання виноградного куща та засобів механізації ручних операцій у садівництві [22...24].

При цьому приділялося більше уваги вдосконаленню пристроїв та інвентарю ручного використання з пневматичними, гідравлічними та електричними приводами; розробці нових поколінь машин для операцій, які вже виконуються механізовано з підвищеною продуктивністю, покращеною якістю виконаних робіт та надійністю, що відповідає світовому рівню; створення засобів механізації ручних операцій у садівництві [23].

Проте за минулий час реальний рівень механізації виробничих процесів догляду за садами, ягідниками та виноградниками в країні практично не змінився, а операція вибіркової обрізки, на практиці, так і виконується ручними немеханізованими інструментами.

Багато в чому це пояснюється низьким рівнем вітчизняних засобів механізації, створених для галузі.

Так, до машин, морально застарілих ще до початку серійного випуску, фахівці віднесли пневмоагрегат ПАР-8 [24]. Він призначався для обрізки виноградної лози та ягідних чагарників за допомогою пневматичних секаторів, що навісний агрегувався з тракторами класу 0,4.

Агрегатом одночасно обрізали 8 рядків (по 4 рядки з кожного боку). Секатори зрізали гілки діаметром до 20 мм, товсті гілки спилювали ножівками.

Агрегат ПАР-8 знято з виробництва через низький технічний рівень, а його пізніша модифікація ПАР-8А практично відрізняється тільки наявністю набору змінних пневмоінструментів [23].

Найбільшу цікавість з вітчизняних машин в даний час становлять агрегат для догляду за багаторічними насадженнями АСВ-8 (розробник ДНУ ВСТИСП, АТ «ГСКБ») та машини для обрізання гілок дерев та чагарників МОВ-4, ВВ-2, ВВ-4 (розробник ФГОУ ВПО "Гірський ГАУ"). Вони дозволяють проводити якісне обрізання гілок плодкових насаджень в садах, розсадниках, виноградниках та ягідниках (рис. 1.2). Проте, їх застосування у селянських, фермерських господарствах, садах індивідуального користування з невеликими ділянками (до 1 га) економічно та технічно недоцільно з низки причин: потрібні енергонасичені трактори; висока вартість машин; незручність та неможливість використання на невеликих ділянках з безсистемним розташуванням плодкових насаджень [12,13,25].

Із зарубіжних компаній-виробників техніки для обрізки гілок рослин Чільне місце у світі займає CAMPAGNOLA (Італія) [26]. Вона випускає пневмоагрегати на базі тракторів та пересувних мотоблоків. Причому, агрегати моделей МАММУТ55.30...МАММУТ140.100 є навісними, а моделі RHTNO055.60...RHINO0140.100 (аналогічні за конструкцією) – причіпними (рисунок 1.3). У них повітря стискається до 0,15 МПа (15 кг/см<sup>2</sup>), витрата коливається в межах 300...1000 л/хв.

Для невеликих фермерських господарств випускаються компресорні установки з урахуванням мотоблоків різних моделей від С.240/4 до С.800/4. Тиск у ресиверах сягає 0,11 МПа, споживана потужність 2,5... 11,0 КВт. В якості двигунів внутрішнього згоряння в них використовують 4-х тактні карбюраторні двигуни або дизельні (модель С.550/4 DIESEL). Маси моно пневмо агрегатів становлять від 27 кг (модель С.240/4) до 150 кг (модель С.800/4). Витрата повітря знаходиться у останніх моделей відповідно 4,7 та 24 л/хв. Агрегати всіх видів та конструкцій оснащені секаторами.

Найбільш поширені секатори моделей FELCO, COBRA, Super Star, HARD WOD F/6, F/4.



Рисунок 1.2 – Агрегат для догляду за садами та виноградниками АСВ-8 (з пневмоприводом)



Рисунок 1.3 – Причипний пневмоагрегат моделі RHINO 55.60 (Італія)

Секатор моделі FELCO (Швейцарія) обрізає гілки діаметром до 30 мм, при власній масі 0,71 кг, необхідній робочій витраті повітря до 50 л/хв і тиску

стисненого повітря до 15 Бар (рис. 1.4) [8]. Аналогічні за конструкцією та принципом роботи секатори моделі SUPER STAR (Італія) обрізають гілки діаметром 22...23 мм, мають масу 0,6 кг (рис. 1.5).



Рисунок 1.4 – Пневмосекатор «FELCO» (Швейцарія)

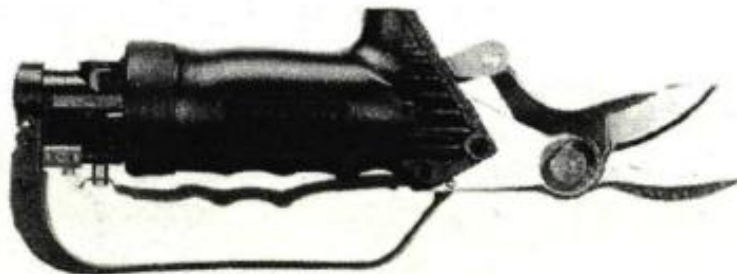


Рисунок 1.5 – Пневмосекатор «SUPER STAR» (Італія)

Пневматичні машини вимагають наявності стисненого повітря, дорогих компресорних установок, повітропровідної мережі, робота викликає збільшений шум, віддачу та вібрацію, що негативно позначається на фізіологічному та психологічному стані та стомлюваності персоналу, що обслуговує енергоагрегат та компресор, а також робітників, як обрізають гілки [9].

При техніко-експлуатаційній та економічній оцінці пневмоагрегатів слід враховувати, що хоча ККД власне пневматичних двигунів поршневого та обертового типу досить високий (55...65%), але з врахуванням ККД компресорних установок, втрат тиску та витоків повітря в повітроводах, загальний ККД ручних інструментів зменшується до 7... 16 % [33].

Через низький ККД, а також значні масо-габаритні показники навісного, причіпного та монтованого обладнання, потужність енергетичних засобів, що обслуговують пневмоагрегати для обрізки, багаторазово перевищують потрібну потужність обрізувальних інструментів (секаторів).

Це, своєю чергою, зумовлює незадовільну економічну складову засобів механізації з пневмоприводом і тому відноситься до факторів, що знижують доцільність їх використання у малих селянських та фермерських господарствах.

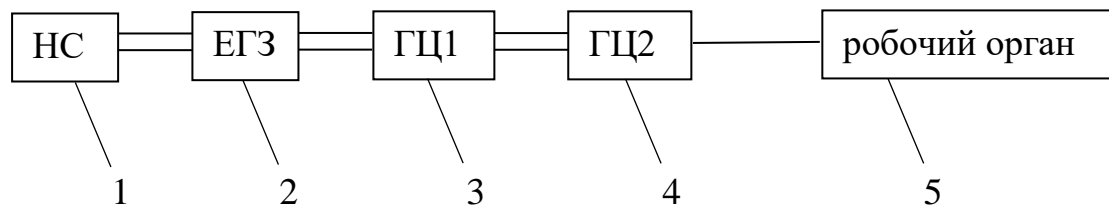
У роботах [10, 11] розглянуто питання, пов'язані з розробкою секаторів з урахуванням електродвигуна підвищеної частоти струму (200 Гц). Експериментальні дослідження дозволили визначити оптимальні параметри електротрогілкоріза з електроприводом підвищеної частоти: частота струму - 200 Гц; швидкість обертання дискової пилки – 10000...11000 об/хв; діаметр пили – 140 мм; швидкість подачі – 0,4 см/с; маса – 1,55 кг.

Загалом електричні секатори не набули широкого поширення на обрізанні гілок дерев, виноградної лози з низки причин, основними з яких є: велика маса секатора (не більше 1,5 кг); необхідність застосування складних електричних перетворювачів струму; відсутність чи недоступність достатньо ємних акумуляторів струму; незручність їх використання (шум, вібрація, і т.д.). У той же час вони дуже зручні для видалення чагарників під час виконання робіт, пов'язаних з окультуренням нових земель.

З інструментів з гідроприводом певну зацікавленість являє собою секатор наступної конструкції [31]. На рисунку 1.6 представлена блок-схема приводу робочого органу. Вона включає звичайний масляний насос 1, що подає під тиском рідину в електрогідрозолотник 2. З останнього масло

подається в перший гідроциліндр (ГЦ1) 3, який механічно пов'язаний з поршнем гальмівного гідроциліндра (ГЦ2) 4. Останній через рукав високого тиску подає рідину під тиском у робочий орган (секатор) 5. Для управління робочим процесом була змонтована електронна система, що зв'язує сигнал від робочого органу з системою включення та вимикання електрогідрозолотника.

Цей гідропривід пройшов попередні випробування, які показали його працездатність. Проте було виявлено низку істотних недоліків: складний багатоланковий привід вимагає адекватної електронної системи управління; у разі використання в агрегаті більше одного інструменту для кожного з них необхідно мати свій ланцюжок ланок 2, 3, 4 (рис. 1.6), що відповідно, викликає ускладнення електронної системи управління. Крім того, для здійснення паралельної роботи всіх робочих органів необхідно в блок схему вводити в кожен ланцюжок ділянки потоків рідини. А це, і так ускладнить як роботу гідроприводу, так і управління.



1 – насос; 2 електрогідрозолотник; 3 – гідроциліндр; 4 гальмівний циліндр; 5 – робочий орган (секатор)

Рисунок 1.6 – Блок-схема гідроприводу секатора

Цей недолік усунений у принципово новому технічному рішенні гідроприводу, при якому до виконавчих органів (до власне ручного інструменту) підводиться лише один рукав [31-33] (рисунок 1.7).

Крім цієї переваги, дуже суттєвої для приводу ручного інструмента, знайдене рішення дозволяє обходитися без масляних насосів, баків з

рідиною, розподільної апаратури та допоміжних пристроїв, характерних для існуючих класичних рішень гідроприводу [31-33].

Пристрій для обрізання гілок дерев та чагарників складається із встановленого на рамі 1 шасі (на схемі шасі не показано) кривошипа 2, з'єданого зі штоком 3 силового гідроциліндра 4, гідравлічна порожнина якого за допомогою гідромагістралі 5 з'єднується з гідроциліндрами 6 приводу рухомих ножів секатора 7 і пил 8 з гідрокомпенсатором. Для забезпечення заповнення гідросистеми рідиною та видалення з неї повітря, силовий гідроциліндр 4, гідроциліндри 6 приводу ріжучої частини та гідрокомпенсатор забезпечені пробками 9. Для відключення гідроциліндра 6 під час обертання кривошипа, на руків'ї секатора встановлено гідророзподільник 10, золотник 11 якого з'єднаний шарнірно з важелем 12, з пружиною 13 та фіксатором 14 (рис. 1.7).

Шток 15 гідроциліндра 6 приводу з'єднаний з рухомих ножом 16, а на корпусі гідроциліндра встановлений нерухомий ніж 17.

У комплект пристрою для обрізання гілок дерев та чагарників можуть входити, наприклад, чотири секатори 7 і дві пили 8, один гідрокомпенсатор 18, один силовий гідроциліндр 4 і кривошип 2.

Кривошип 2, встановлений на рамі 1, обертається та має регульовальні отвори 19. Кривошип 4, обертаючись, наприклад, за годинниковою стрілкою, штовхає шток 3 силового гідроциліндра 4. При ході його праворуч від крайньої лівої точки рідина гідромагістралі 5 надходить в порожнини гідроциліндра 6 приводу рухомих ножів 16 і пил 8. Поршні гідроциліндрів 6 разом зі штоками переміщаються вправо, повертають рухомі ножі 16 і переміщують пили 8, тим самим здійснюється процес різання до досягнення поршнем гідроциліндра 4 крайньої правої точки. У міру подальшого обертання кривошипу 2 поршень гідроциліндра 4 починає переміщатися вліво від крайньої правої точки. Починається відтік рідини з порожнин гідроциліндрів робочого приводу органу, причому, пружини гідроциліндрів 6 підпирають рідину в гідромагістраль 5, не дозволяючи поршню

гідроциліндра 4 відриватися від рідини. При досягненні ним крайньої лівої точки, рідина витісняється з порожнин гідроциліндрів 6. Далі в міру повороту кривошипу поршень починає рухатися від лівої крайньої точки і процес повторюється.

За введенням важеля 12, з'єданого шарнірно з корпусом гідроциліндра 6 і золотником 11, з зачеплення з фіксатором 14 пружина 13 переміщує золотник 11 вгору і перекриває потік рідини гідромагістраль. Рухомий ніж 16 зупиняється, а зайва рідина відводиться в гідрокомпенсатор.

При введенні важеля 12 зачеплення з фіксатором 14 гідророзподільник відкривається, а рідина може надходити в порожнину гідроциліндра 6. При цьому відведена гідрокомпенсатор рідина повертається в гідромагістраль.

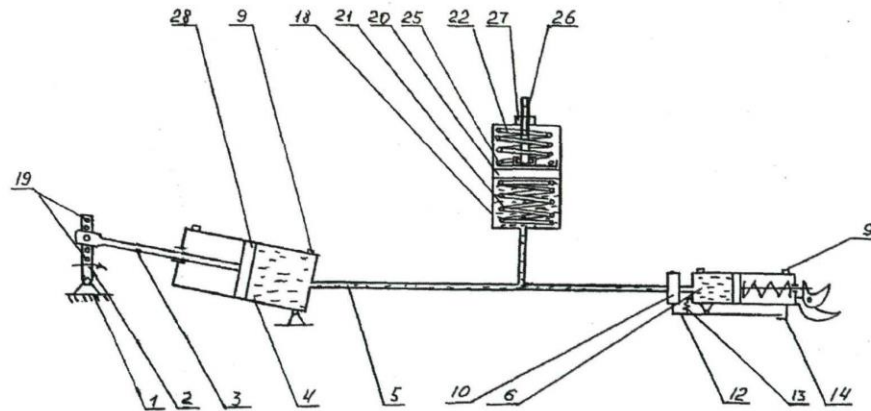
Гідрокомпенсатор 18 виконаний у вигляді гідроциліндра з поршнем 20, встановленим між пружинами 21 та 22. Пружина 21 розрахована за умовою забезпечення першочергового виходу всієї рідини з гідроциліндрів 6 при зворотному ході штока 3 силового гідроциліндра 4. Цьому сприяють і пружини 23 повернення поршнів 24. Пружина 22 посаджена на тарілці 25, встановленій на кінці гвинта 26, вкрученого в корпус гідрокомпенсатора. Гвинт 26 має на кінці хвостовик під ключ і фіксується у певному положенні за допомогою контргайки 27. Пружина 22 повинна забезпечити надходження рідини в гідроциліндри приводу робочого органу при робочому ході штока 3 гідроциліндра 4, що має поршень 28.

Виконання гідрокомпенсатора може бути у вигляді бачка 29, з'єданого з гідромагістраллю 5 через гідромагістраль 30 зі зворотним клапаном 31, розрахованим на робочий тиск, і магістраль 32 зі зливним клапаном 33. В іншому виконання пристрою в цьому варіанті ідентично прикладу 1 (рисунок 1.7).

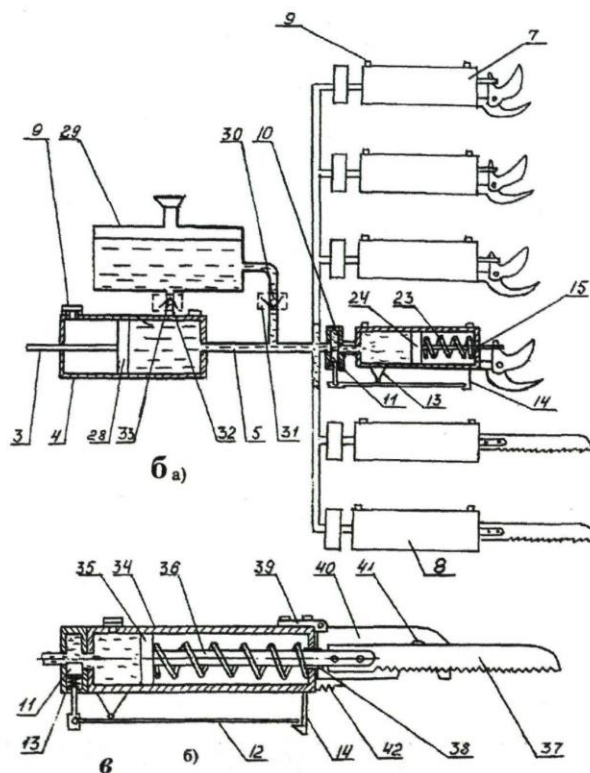
У пристрої для обрізання гілок можуть використовуватися пилки 8, що складаються з руків'я з вмонтованим у неї гідроциліндром 34 з поршнем 35, з'єднаним зі штоком 36. На штоку за допомогою роз'ємного з'єднання



посаджено полотно 37 пили з можливістю переміщення по напрямних 38. На корпусі гідроциліндра 34 за допомогою кронштейна 39 встановлений шарнірно фіксатор гілки 40, забезпечений вирізом 41 та пружиною 42.



**a**



1 – рама; 2 – кривошип; 3,15, 36 – штоки; 4,6,34 – гідроциліндри; 5,30 – гідроманістри; 7 – секатор; 8,37 – пили; 9 – пробка; 10 – гідророзподільник; 11 – золотник; 12 – важіль; 13,21,22,23,42 – пружини; 14, 40 – фіксатори; 16,17 – ножі; 17 – ніж; 18 – гідрокомпенсатор; 19 – регулювальний отвір; 20, 24, 28, 35 – поршні; 25 – тарілка; 26 – гвинт; 27 – контргайка; 29 – бачок; 31,33 – клапани; 32 – магістраль; 39 – кронштейн; 41 – виріз

Рисунок 1.7 – Пристрій для обрізання гілок дерев та куців

Описаний привід має ряд суттєвих позитивних відмінностей у порівнянні з існуючою класичною гідросистемою [31-33]:

- до кожного ручного інструменту підводиться лише один рукав високого тиску замість традиційних двох;
- у порівнянні з аналогічними пристроями, що виконують відповідні операції, пропонується пристрій та робочі органи до них простіші, легкі, надійні, економічні та дешеві;
- вага ручних інструментів, що працюють на базі цього пристрою, значно менша (у 2...5 разів) аналогічних на базі традиційних (електричного, гідравлічного, пневматичного);
- до одного пристрою можна підключати одночасно декілька інструментів, що виконують однакові чи різні функції.

### **1.3 Обґрунтування раціональної конструктивно-технологічної схеми**

З метою обґрунтування об'єкту досліджень було проведено пошук раціональної компонованої схеми конструкції обрізувача гілок на базі мотокультиватора FORTE МКБ-65.

У запропонованому приводі використані об'ємні гідродвигуни найпростішого типу зі зворотно-поступальним рухом, а саме: гідроциліндри, що дозволяє з найменшими втратами на перетворення руху агрегатувати його з робочими органами із зворотно-поступальним принципом дії різальних елементів різного призначення і, отже, створити агрегат із максимально можливим ККД.

Прийняття потужності приводним блоком може здійснюватися як від валу відбору потужності (ВВП) самохідних шасі, малогабаритних тракторів та мотоблоків, так і від вихідного валу системи «електродвигун-редуктор» (рисунок 1.8).

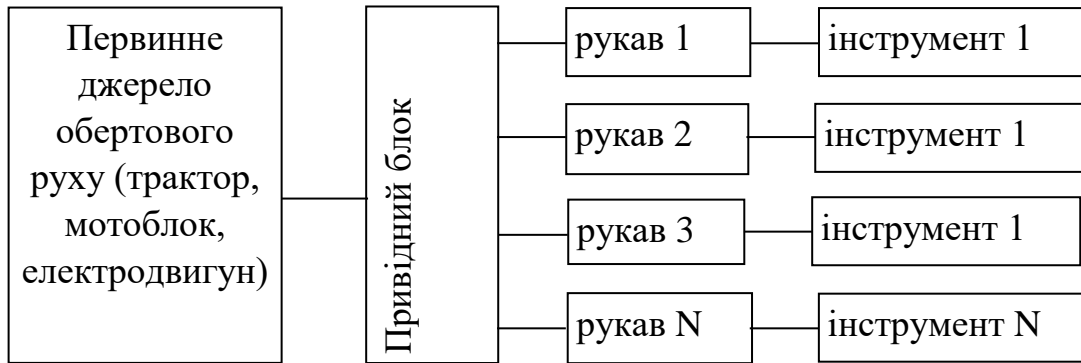


Рисунок 1.8 – Блок – схема обрізувача

Конструкції агрегатів, виконаних з використанням запропонованого технічного рішення приводу, можуть забезпечити легку заміну гідрофікованих інструментів різного функціонального призначення, а також одночасну роботу кількох інструментів з одним приводним блоком [15].

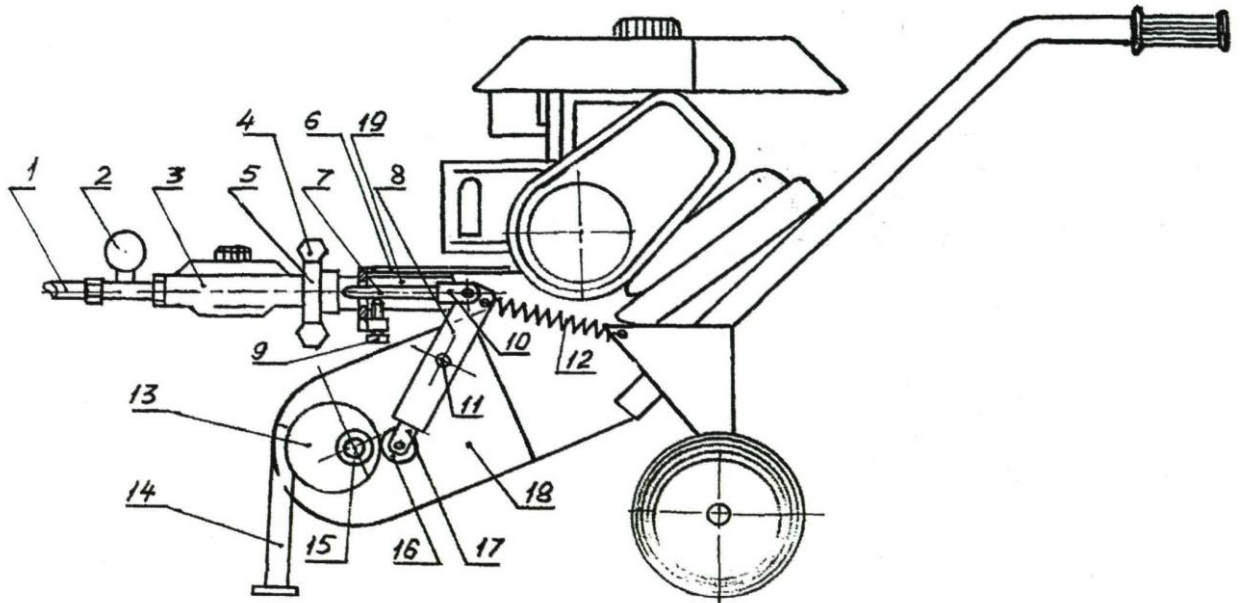
Перелічені властивості приводу, підтверджені його випробуваннями, достатньо переконливо аргументують доцільність прийняття запропонованого технічного рішення за основу при розробці оптимальної конструкції універсального приводу обрізувача гілок рослин.

У цьому розділі наводяться результати роботи з раціонального компонування обрізувача гілок дерев на базі мотокультиватора FORTE МКБ-65 з метою обґрунтування об'єкта для подальших досліджень.

Були запропоновані, виготовлені та перевірені на працездатність чотири конформувальні варіанти обрізувача гілок, кожен з яких відрізнявся конструктивним рішенням приводу робочого органу та його встановленням на мотокультиваторі [12].

В результаті їх аналізу було обрано конструктивно-технологічну схему обрізувача гілок (рисунок 1.9). Агрегат складається з мотокультиватора, вихідний вал якого встановлено ексцентрик. Ексцентрик діє на нерівноплечий важіль через ролик, встановлений у вилці важеля. Важіль здійснює коливні рухи щодо осі та за допомогою штовхача, з'єднаного з ним вилкою, діє на поршень гідроциліндра. Гідроциліндр

кріпиться за шийку хомутом до рами у горизонтальному положенні. Поворот важеля з штовхачем у «нульове» положення здійснюється під впливом власної пружини. Робочий інструмент з'єднаний із силовим гідроциліндром рукавом високого тиску. Контроль за станом гідросистеми в процесі роботи здійснюється манометром.



1 – рукав; 2 – манометр; 3 – гідроциліндр (силовий); 4 – гвинти; 5 – хомут; 6 – кронштейн; 7 – штовхач; 8 – важіль; 9 – регулювальний гвинт; 10,17 вилки; 11 – вісь; 12 – пружина; 13 – ексцентрик; 14 – стійка; 15 – вал; 16 – ролик; 18 – рама мотокультиватора

Рисунок 1.9 – Мотокультиватор FORTE МКБ-65

Кронштейн та регулювальний гвинт служать для надання штовхачеві потрібного напрямки під час руху (по осі гідроциліндра). Регулювання тиску в гідросистемі здійснюється переміщенням гідроциліндра разом з рамою в пазах рами мотокультиватора в горизонтальній площині «вперед» або «назад». При цьому змінюється зазор між поршнем гідроциліндра та штовхачем.

Агрегат даної конструкції був виготовлений та пройшов лабораторні дослідження, які показали, що він дозволяє якісно проводити обрізування гілок дерев, а його технічні можливості відповідають вимогам надійності та значно вище, ніж у розглянутих ранніх конструкцій [16].

Таким чином, даний варіант компоновальної схеми обрізувача прийнятий як раціональний та обраний об'єктом дослідження при визначенні його оптимальних конструктивних та технологічних параметрів [17].

## **Висновки**

Для вирощування плодкових культур у фермерських та селянських господарствах на малих площах доцільно використовувати засоби малої механізації, які здатні виконувати основні технологічні операції у різних плодкових насадженнях, зокрема й обрізування гілок дерев та кущів.

На даний час в нас та за кордоном застосовують два способи обрізання гілок: суцільний та вибірковий, при чому останній переважаючий. Основним засобом для виконання операції обрізки гілок, що є найпоширенішим у всіх країнах з розвиненим садівництвом, є секатор, привід якого здійснюється за допомогою механічним способом від рук, електричного приводу, стиснутого повітря чи під тиском рідини. Аналіз засобів для вибіркового обрізування гілок рослин показує, що найбільш раціональне поєднання необхідних експлуатаційних властивостей та технологічності на сьогоднішній день може бути досягнуто при створенні обрізувача на базі універсального гідроприводу нового типу.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБРІЗУВАЧА ГІЛОК

### 2.1 Принципова схема обрізувача гілок

Принципова схема обрізувача гілок рослин із плоским важільним механізмом показана на рисунку 2.1а та гідравлічної системи тупикового типу – на рисунку 2.1б.

Механізм приводу гідравлічної системи складається із ексцентрика (кривошипа) 1, нерухомо посадженого на привідний вал 2 мотокультиватора, а також двоплечого важеля 3, що має можливість обертання відносно осі 4 [13].

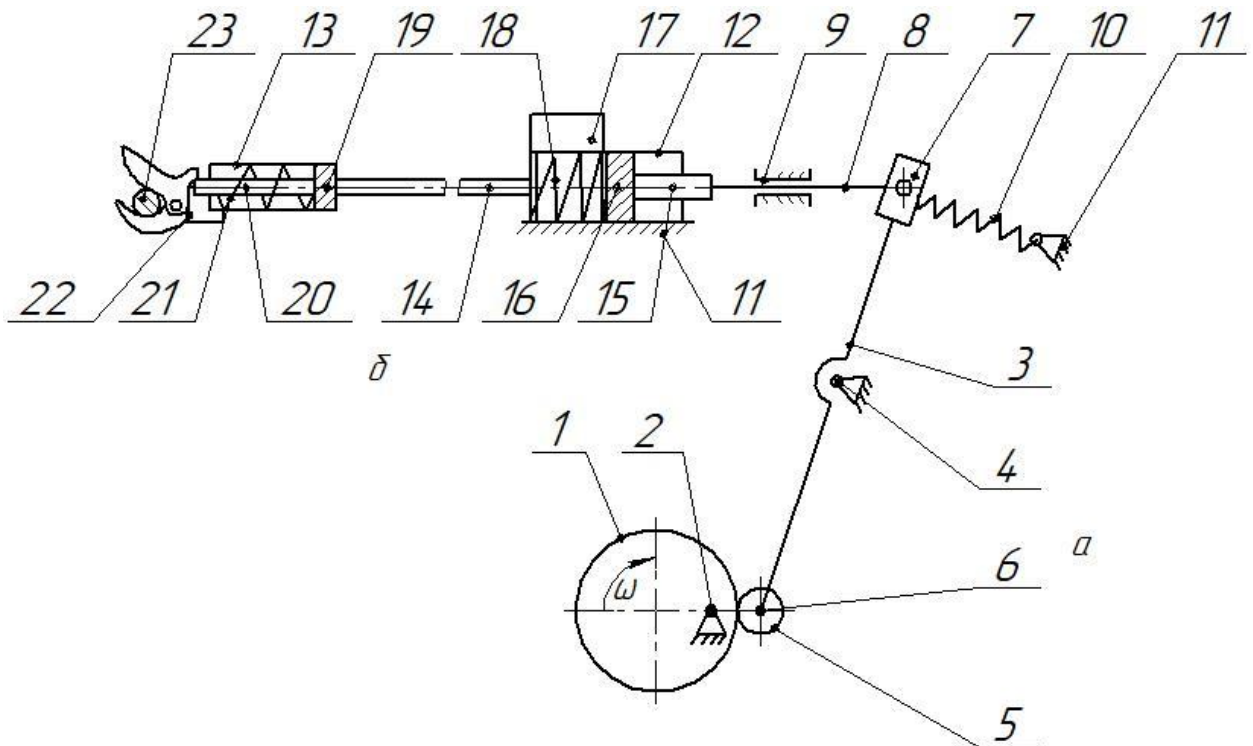
Один кінець важеля оснащений роликом 5, встановленим вільно на осі 6, а другий – кулісно-важільною ланкою 7. До останньої шарнірно кріпиться штовхач 8, який знаходиться в направляючих 9. Для забезпечення постійного контакту ексцентрика 1 з роликом 5 служить пружина розтягу 10, один кінець якої зв'язаний із ланкою 7, а інший – з рамою 11 мотокультиватора (рисунок 2.1)

Гідравлічна система складається з силового 12 та виконавчого 13 гідроциліндрів, пов'язаних між собою однією магістраллю 14 (рисунок 2.1б). Силовий гідроциліндр жорстко кріпиться до рами 11. Він містить шток 15, поршень 16, бак з рідиною 17, пружину стиснення 18. Виконавчий гідроциліндр (секатор) містить 13 поршень 19, шток 20, пружину стиснення 21 і ножову пару 22.

Схема обрізувача гілок наведена у початковому положенні, коли кут ведучої ланки (кривошипа) 1 дорівнює нулю.

Робочий процес пристрою здійснюється в такий спосіб. При обертанні кривошипа відбувається коливання двоплечого важеля, що призводить до зворотно-поступального руху, штовхача, який, впливаючи на шток силового гідроциліндра, переміщує поршень. У гідросистемі створюється тиск рідини,

адекватний зовнішньому опору, (зусилля, зрізу гілки). За один оберт кривошипу відбувається повний технологічний цикл зрізу гілок.

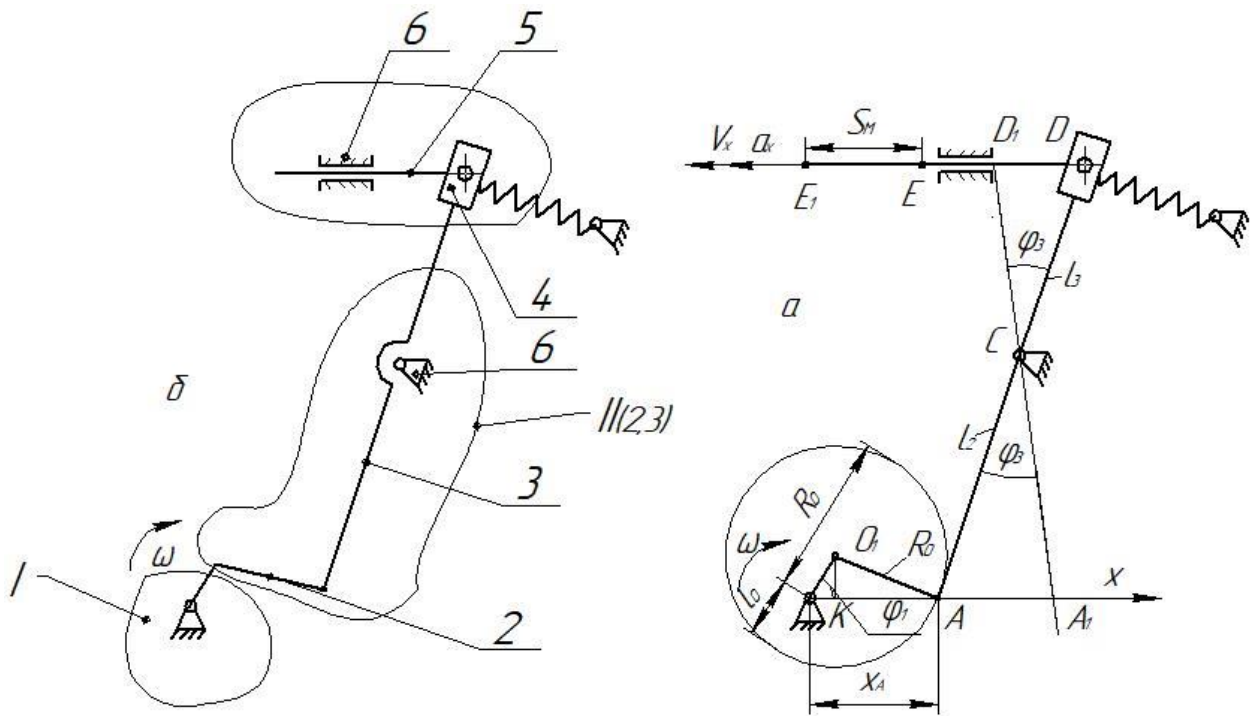


а – механізм приводу; б – гідравлічна система;

1 – ексцентрик (кривошип); 2 – вал; 3 – важіль; 4, 6 – осі; 5 – ролик;  
 7 – ланка; 8 – штовхач; 9 – направляюча; 10, 18, 21 – пружини; 11 – рама;  
 12 – силовий гідроциліндр; 13 – виконавчий гідроциліндр (секатор); 14 – гідромагістраль; 15, 20 – штоки; 16, 19 – поршні; 17 – ємність із рідиною;  
 22 – ножова пара; 23 – гілка

Рисунок 2.1 – Принципова схема обрізувача гілок

На схемі (рисунок 2.2а) наведено структурну схему механізму приводу, що складається з  $n = 5$  рухомих ланок: кривошип 1, ролик 2, двоплечий важіль – 3, кулісо-важільна ланка 4, штовхач 5, які пов'язані нерухомою ланкою 6 (рама мотокультиватора)



а – структурна схема механізму; б – кінематична схема механізму

1 – кривошип; 2 – ролик; 3 – важіль; 4 – ланка; 5 – штовхач; 6 – рама

Рисунок 2.2 – Схема механізму приводу

Розглянемо плоский механізм, тому використаємо формулу П. Чебишева [13]:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (2.1)$$

$W$  – ступінь рухомого механізму;

$n$  – кількість рухомих ланок;

$P_5$  – кількість пар 5-го класу (однорухомих пар);

$P_4$  – кількість пар 4-го класу (вищих).

Для запропонованого механізму:  $n = 5$ ;  $P_5 = 7$ ;  $P_4 = 0$ , тоді, згідно (2.1),  $W = 1$ , тобто маємо механізм з одною ступіню вільності, одною ведучою ланкою 1.

Структура механізму складається із групи Ассура II класу першого виду і групи Ассура II класу четвертого виду (рисунок 2.2а, поз. 2). Тоді структурна формула будови механізму приводу обрізувача гілок буде мати вигляд:



$$I_{(1)} = II_{(2,3)} + II_{(4,5)}, \quad (2.2)$$

де  $I_{(1)}$  – механізм I класу ( $W=1$ ), вхідна ланка;

$II_{(2,3)}$  – механізм II класу, першого виду;

$II_{(4,5)}$  – механізм II класу, четвертого виду.

## 2.2 Кінематичний аналіз механізму приводу обрізувача гілок

Проведемо кінематичний аналіз механізму аналітичним методом [14]. Для цього розглянемо механізм вздовж осі  $OX$  з початком в т.О (рисунок 2.2б). Нехай кривошип 1 обертається із постійною кутовою швидкістю  $\omega_1$ . Його положення визначається кутом  $\varphi_1$ , положення ланки  $O_1A$  – кутом положення ланки  $AD$  –  $\varphi_3$ .

З  $DOO_1A$  знаходимо абсцису т.А:

$$X_A = OO_1 \cos \varphi_1 + O_1A \cos \varphi_2, \quad (2.3)$$

де  $OO_1$  – відстань від центра обертання до центра кола, м;

$O_1A$  – радіус кола ( $R_0 = 0,5D$ ), м;

$\varphi_1, \varphi_2$  – кути повороту ланок  $OO_1$  і  $OA$ , град.

Відрізок  $OO_1 = R_0 - l_0$ , де  $l_0$  – відстань від центра обертання точки  $O$  до краю кола (воно викликане конструктивною необхідністю).

З врахуванням того, що  $(R_0 - l_0) \sin \varphi_1 = R_0 \sin \varphi_2$  вираз (2.3) буде:

$$X_A = (R_0 - l_0) \cos \varphi_1 + \sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1}, \quad (2.4)$$

де  $\varphi_1 = \omega_1 t$  – кут повороту кривошипа в момент часу  $t$  ( $\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа).

Із подібності  $\triangle ACA_1$  і  $\triangle DCD_1$  знаходимо

$$\frac{X_{DD_1}}{l_3} = \frac{X_{AA_1}}{l_2}, \quad (2.5)$$

де  $X_{DD_1} = S_X$  – хід штовхача  $DE$ , м;

$X_{AA_1} = X_A$  – переміщення точки  $A$ , м;

$l_2$  і  $l_3$  – плечі важеля  $ACD$ , м.

Перепишемо вираз (2.4) із врахуванням (2.5)

$$S_X = -\frac{l_3}{l_2} \left[ (R_0 - l_0) \cos \varphi_1 + \sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1} \right]. \quad (2.6)$$

Швидкість штовхача DE є першою похідною від його переміщення вздовж осі OX.

$$V_X = -\frac{l_3}{l_2} (R_0 - l_0) \dot{\varphi}_1 \left[ \sin \varphi_1 + \frac{(R_0 - l_0) \sin 2\varphi_1}{2\sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1}} \right]. \quad (2.7)$$

де  $\dot{\varphi}_1 = \frac{d(\omega_1 t)}{dt}$  – кутова швидкість кривошипа, рад/с.

Із врахуванням  $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$  рівняння (2.7) матиме вигляд:

$$V_X = -\frac{l_3}{l_2} (R_0 - l_0) \omega_1 \left[ \sin \varphi_1 + \frac{(R_0 - l_0) \sin 2\varphi_1}{2\sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1}} \right]. \quad (2.8)$$

Прискорення штовхача DE є другою похідною від його переміщення вздовж осі OX.

$$a_X = -\frac{l_3}{l_2} (R_0 - l_0) \omega_1^2 \left[ \cos \varphi_1 + \frac{(R_0 - l_0) \cos 2\varphi_1}{\sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1}} + \frac{(R_0 - l_0)^3 \sin \varphi_1}{4\sqrt{(R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1)^3}} \right] \quad (2.9)$$

Визначимо максимальне значення  $S_X, V_X, a_X$ . При  $\varphi_1 = 0$  із рівнянь (2.6), (2.8) і (2.9) отримаємо:

$$S_X = -\frac{l_3}{l_2} (2R_0 - l_0), \quad (2.10)$$

де  $2R_0 - l_0 = R$  – радіус кривошипа, м.

Тоді максимальне переміщення штовхача DE, м:

$$S_X = -\frac{l_3}{l_2} R. \quad (2.11)$$

Максимальна швидкість штовхача DE при  $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$  буде, м:

$$V_X = -\frac{l_3}{l_2} (R - l_0) \omega_1. \quad (2.12)$$

Максимальне прискорення штовхача DE, м/с<sup>2</sup>:

$$a_x = -\frac{l_3}{l_2}(R_0 - l_0)\omega_1^2 \left[ 1 + \frac{(R_0 - l_0)}{R_0} \right]. \quad (2.13)$$

Враховуючи, що  $2R_0 - l_0 = R$ , то виразивши  $R_0$  через радіус кривошипа  $R$ , після перетворення (2.13) отримаємо

$$a_x = -\frac{l_3}{l_2}(R_0 - l_0)R \left[ \frac{R_0 - l_0}{R_0 + l_0} \right] \omega_1^2, \text{ м/с}^2 \quad (2.14)$$

Знак «-» в формулах (2.6), (2.8) і (2.9) означає, що відповідні значення  $S_x, V_x, a_x$  мають протилежний напрям до прийнятого ОХ.

Як впливає із формули (2.11), граничне переміщення штовхача НЕ залежить від відношення пліч  $l_3/l_2$  і радіуса кривошипа  $R$ . Швидкість  $V_{xmax}$  та прискорення  $a_{xmax}$  штовхача залежать ще й від кутової швидкості кривошипа  $\omega_1$  і значення  $l_0$ .

Із конструктивних міркувань, з врахуванням компонованої схеми обрізувача на мотокультиваторі FORTE МКБ-65, можемо прийняти довжини плечей  $l_3$  і  $l_2$  рівними, а  $l_0$  приймемо 45 мм (вихідний вал мотокультиватора має діаметр  $d = 25$  мм) [18].

На рисунка 2.3 і 2.4 наведено графіки залежностей;  $S_x = f(R)$ ;  $(V_x, a_x) = f(\omega_1, R)$ .

Швидкість та прискорення штовхача знаходяться у прямопропорційній залежності від радіуса  $R$  та кутової швидкості  $\omega_1$  кривошипа.

З урахуванням того, що використовуються силові гідроциліндри в гальмівних системах автомобілів та тракторних причепів мають хід поршня  $S$ , як правило, що не перевищує 40...60 мм, приймемо цю величину за вихідну. Тоді з графіка на рисунку 2.3, при  $K = 1$ , необхідний радіус кривошипа повинен бути в межах 40...60 мм.

Кутова швидкість  $\omega_1$  вихідного вала мотокультиватора FORTE МКБ-65 змінюється від 2,5 рад/с до 8,5 рад/с. З іншого боку, оптимальна частота зрізування гілок секатором, за якої відбувається нормальний технологічний процес обрізування, знаходить в межах 30...60 зрізів за хвилину.

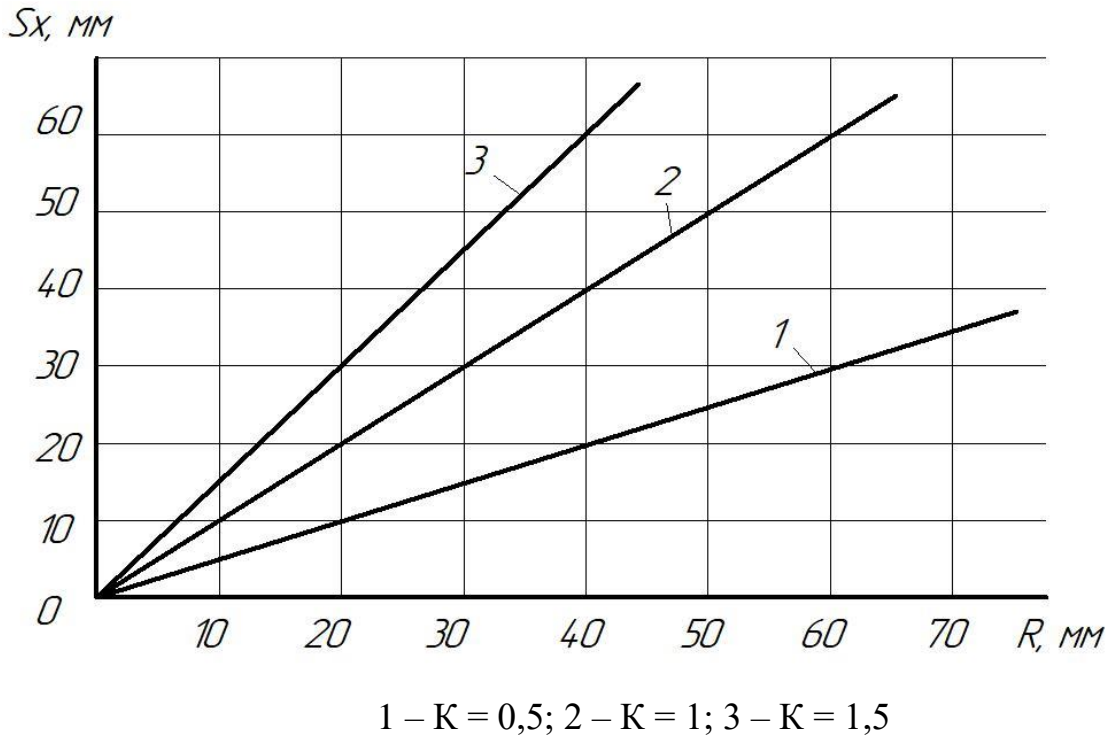


Рисунок 2.3 – Залежність ходу штовхача  $S_x$  від радіуса кривошипа  $R$  і співвідношення плечей  $K = l_3/l_2$

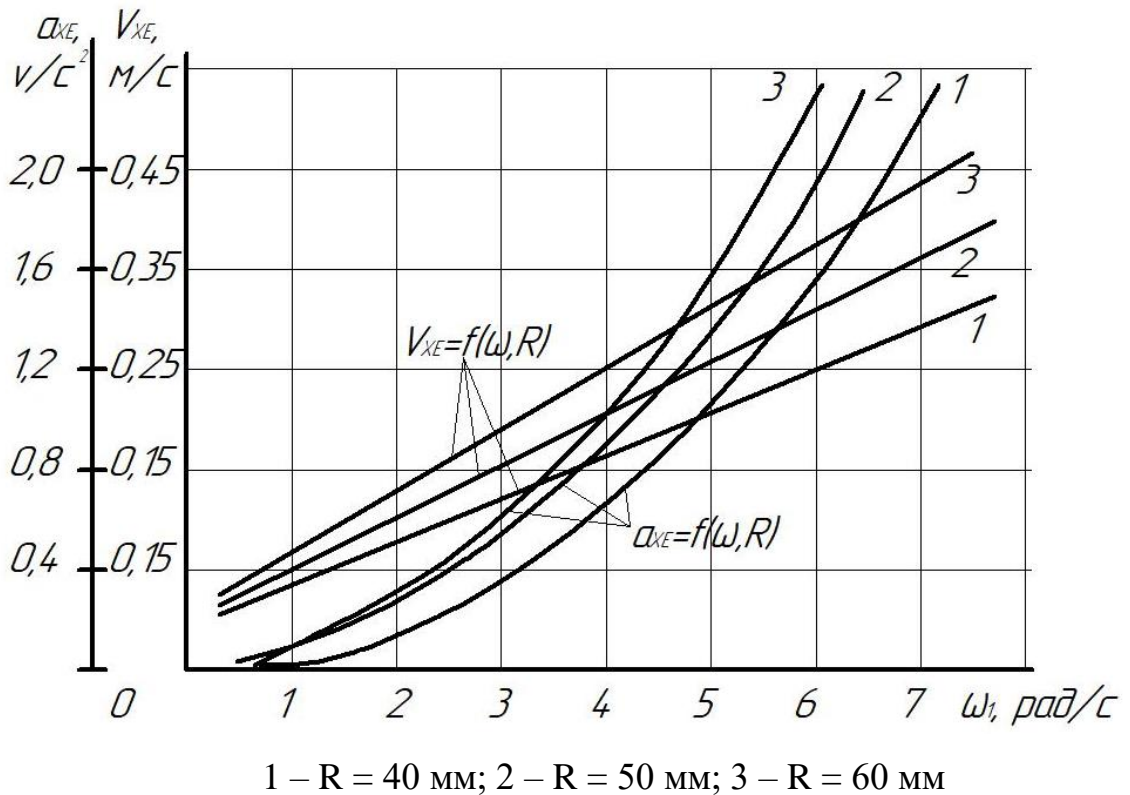


Рисунок 2.4 – Залежність швидкості  $V_{x_E}$  та прискорення  $a_{x_E}$  штовхача від кутової швидкості  $\omega_1$  і радіуса кривошипа  $R$  (при  $K = 1$ )

Між частотою  $f$  і кутовою швидкістю  $\omega_1$  існує залежність,

$$\omega_1 = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}, \text{ рад/с} \quad (2.15)$$

На основі якої визначимо технологічно необхідну кутову швидкість кривошипа,  $T$  – період одного повного циклу ( $T = 1 \dots 2\text{с}$ ).

Тоді технологічно необхідна кутова швидкість  $\omega_1$  повинна знаходитися в межах  $\pi \dots 2\pi$  рад/с.

Із графіків залежностей, зображених на рисунку 2.4, при  $\omega_1 = \pi \dots 2\pi$  рад/с,  $R = 40 \dots 60$  мм і  $K = 1$  отримаємо розрахункові значення швидкостей і прискорень штовхача  $V_{XE} = 0,15 \dots 0,28$  м/с;  $a_{XE} = 0,42 \dots 1,8$  м/с<sup>2</sup>.

### 2.3 Динамічний аналіз механізму приводу обрізувача гілок

На рисунку 2.5 наведено розрахункову схему механізму, з зображеними діючими зусиллями, моментів та реакцій.

Під час обертання кривошипа на нього діє крутний момент двигуна мотокультиватора

$$M_d = P_d \cdot X_A$$

де  $P_d$  – сила, що діє з боку кривошипа на важіль 2, Н;

$X_A$  – плече дії сили  $P_d$ , м.

В точці А контакту кривошипа і важеля 2 діють:  $P_d$  – рушійн сила;  $P_2^u$  – сила інерції важеля 2;  $F_{mp2}$  – сила тертя.

Раніше було прийнято, що співвідношення  $l_3/l_2 = 1$ , тоді складову сили  $P_d \sin \varphi_2$  можливо перенести в точку D із врахуванням напрямку руху кривошипа. При коливанні ланки AD навколо осі  $O_2$  виникає момент інерції:

$$M_1 = I_{O_2} \cdot \varepsilon_{AD}, \text{ Нм} \quad (2.17)$$

де  $I_{O_2}$  – момент інерції ланки AD відносно осі  $O_2$ , кгм<sup>2</sup>;

$\varepsilon_{AD}$  – кутове прискорення ланки AD, рад/с<sup>2</sup>.

Кутове прискорення ланки AD:

$$\varepsilon_{AD} = \frac{d^2 X_A}{l_2 dt^2}. \quad (2.18)$$

Момент інерції ланки (стержня) AD:

$$I_{O2} = m_2(l_2 + l_3)^2/3, \text{ кгм}^2 \quad (2.19)$$

де  $m_2$  – маса важеля AD, кг;

$l_2, l_3$  – плечі важеля AD, м.

З урахуванням (2.18) і (2.19) рівняння (2.17) перепишемо (при  $l_2 = l_3$ )

$$M_1 = 4/3 m_2 l_2 \frac{d^2 X_A}{dt^2}. \quad (2.20)$$

З іншого боку момент інерції становить:

$$M_1 = P_2^u l_2, \text{ Нм} \quad (2.21)$$

де  $P_2^u$  – сила інерції ланки AD, Н.

Прирівнявши (2.20) і (2.21) отримаємо значення інерційної сили

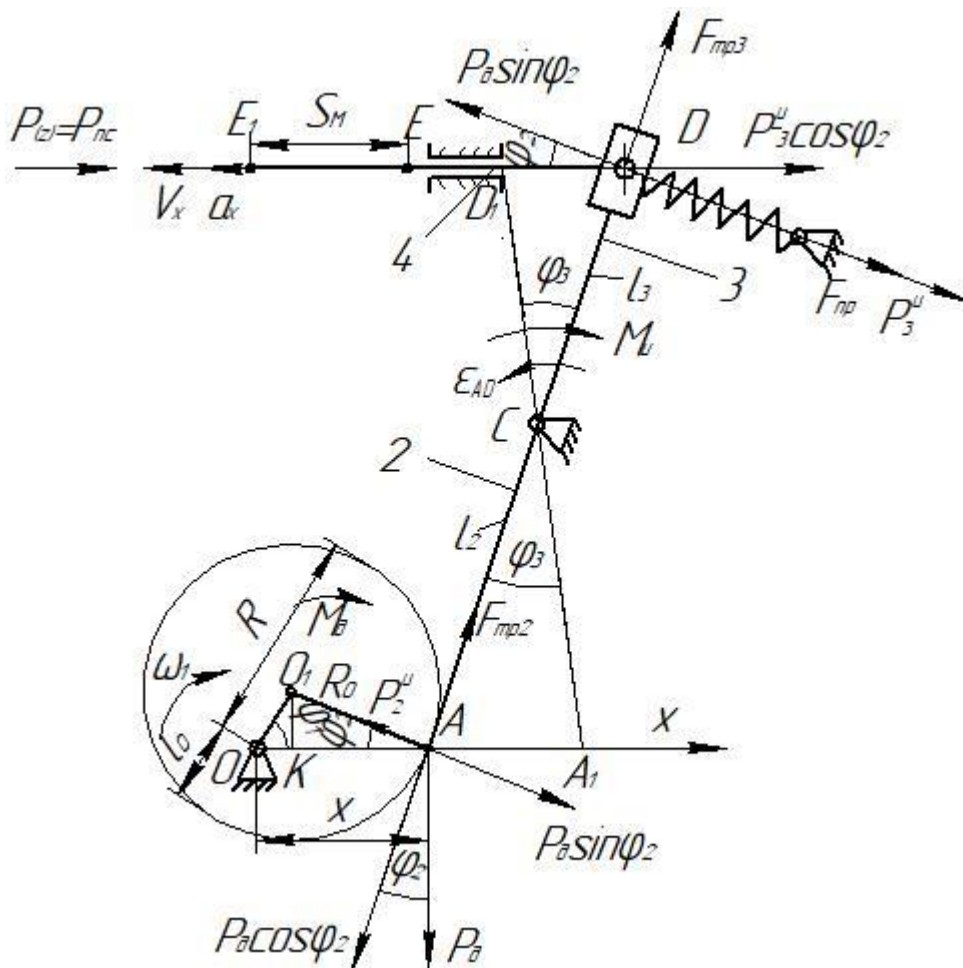


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема для визначення діючих сил на механізм приводу

$$P_2^u = \frac{4}{3} m_2 \frac{d^2 X_A}{dt^2}, \text{ Н} \quad (2.22)$$

З урахуванням виразів (2.4), (2.6), за  $l_2 = l_3$  маємо:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X_A}{dt^2} = (R_0 - l_0) \omega_1^2 \left[ \cos \varphi_1 + \frac{(R_0 - l_0) \cos 2\varphi_1}{\sqrt{R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1}} \right. \\ \left. + \frac{(R_0 - l_0)^3 \sin^2 2\varphi_1}{4\sqrt{(R_0^2 - (R_0 - l_0)^2 \sin^2 \varphi_1)^3}} \right], \quad \text{м/с}^2 \end{aligned} \quad (2.23)$$

Використовуючи принцип Даламбера розглянемо рівновагу ланки DE вздовж осі OX [13]

$$\begin{aligned} \sum P_i = 0; \quad P_{\text{пс}} - P_{\text{д}} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 + F_{\text{трз}} \sin \varphi_2 + F_{\text{пр}} \cos \varphi_2 + P_3^u \cos \varphi_2 \\ = 0 \end{aligned} \quad (2.24)$$

де  $P_{\text{пс}}$  – корисний опір, що затрачається на зрізування гілки, Н;

$F_{\text{пр}}$  – опір пружини, Н;

$F_{\text{трз}}$  – сила тертя, Н.

Опір пружини:

$$F_{\text{пр}} = c \cdot X, \quad (2.25)$$

де  $c$  – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/м;

$X$  – хід пружини, м ( $X \approx S_X$ ).

Сила тертя:

$$F_{\text{трз}} = (P_{\text{д}} \sin \varphi_2 + P_3^u) \cdot f, \text{ Н} \quad (2.26)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Із виразу (2.24) корисний опір буде становити:

$$P_{\text{пс}} = 0,5 P_{\text{д}} \sin 2\varphi_2 - (P_{\text{д}} \sin \varphi_2 + P_3^u) f \sin \varphi_2 - (c \cdot S + P_3^u) \cos \varphi_2, \text{ Н} \quad (2.27)$$

Приймаємо  $P_3^u = P_2^u = \frac{4}{3} m_2 \frac{d^2 X_A}{dt^2}$ , і враховуючи, що

$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \left( \frac{R}{R_0} \right), \quad \text{а } \cos \varphi_2 = \sqrt{1 - (R/R_0)^2 \sin^2 \varphi_1}$$

із виразу (2.27) отримаємо

$$\begin{aligned}
P_{\text{пс}} = P_{\text{д}} \left[ 0,5 \sin \left[ 2 \arcsin \left( \frac{R}{R_0} \sin \varphi_1 \right) \right] - f \sin^2 \varphi_1 \right] + \frac{4}{3} m_2 \frac{d^2 X_A}{dt^2} \\
\cdot \left( \frac{R}{R_0} f \sin \varphi_1 - \sqrt{1 - \left( \frac{R}{R_0} \right)^2 \sin^2 \varphi_1} \right) - c \\
\cdot S_X \sqrt{1 - \left( \frac{R}{R_0} \right)^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (2.28)
\end{aligned}$$

Остаточно, представивши замість  $P_{\text{д}}$  його значення ( $P_{\text{д}} = M_{\text{д}}/X_A$ ) і враховуючи, що  $\varphi_1 = \omega_1 t$  отримаємо із (2.28)

$$\begin{aligned}
P_{\text{пс}} = \frac{M_{\text{д}}}{X_A} \left[ 0,5 \sin \left[ 2 \arcsin \left( \frac{R}{R_0} \sin \omega_1 t \right) \right] - f \sin^2 \omega_1 t \right] + \frac{4}{3} m_2 \frac{d^2 X_A}{dt^2} \cdot \left( \frac{R}{R_0} f \sin \omega_1 t - \right. \\
\left. \sqrt{1 - \left( \frac{R}{R_0} \right)^2 \sin^2 \omega_1 t} \right) - c \cdot S_X \sqrt{1 - \left( \frac{R}{R_0} \right)^2 \sin^2 \omega_1 t}. \quad (2.28)
\end{aligned}$$

Граничне значення зусилля  $P_{\text{пс}}$  із врахуванням (2.11), (2.14) буде:

$$P_{\text{пс}} = \frac{M_{\text{д}}}{X_A} \left[ 0,5 \sin \left[ 2 \arcsin \left( \frac{R}{R_0} \right) \right] - f \right] + \frac{4}{3} m_2 R \left( \frac{R - l_0}{R + l_0} \right) \omega_1^2 - c \cdot R \quad (2.30)$$

Крутний момент на вихідному валі двигуна:

$$M_{\text{д}} = \frac{N_{\text{д}}}{\omega_1 R}, \text{ Нм} \quad (2.31)$$

де  $N_{\text{д}}$  – потужність двигуна мотокультиватора на вихідному валі, Вт.

Підставивши (2.31) в (2.30) отримаємо:

$$P_{\text{пс}} = \frac{N_{\text{д}}}{\omega_1 R} \left[ 0,5 \sin \left[ 2 \arcsin \left( \frac{R}{R_0} \right) \right] - f \right] + \frac{4}{3} m_2 R \left( \frac{R - l_0}{R + l_0} \right) \omega_1^2 - c \cdot R \quad (2.32)$$

Відповідно виразу (2.32) побудовано графік залежності зусилля зрізу  $P_{\text{пс}}$  від радіуса  $R$  кривошипа і його кутової швидкості  $\omega_1$  за наступних величин:  $N_{\text{д}} = 2000$  Вт (ефективна потужність на валу мотокультиватора) [12];  $R_0 = 55$  мм;  $f = 0,15$ ;  $m_2 = 2$  кг;  $c = 6,0 \cdot 10^3$  Н/м;  $l_0 = 45$  мм (рисунок 2.6).



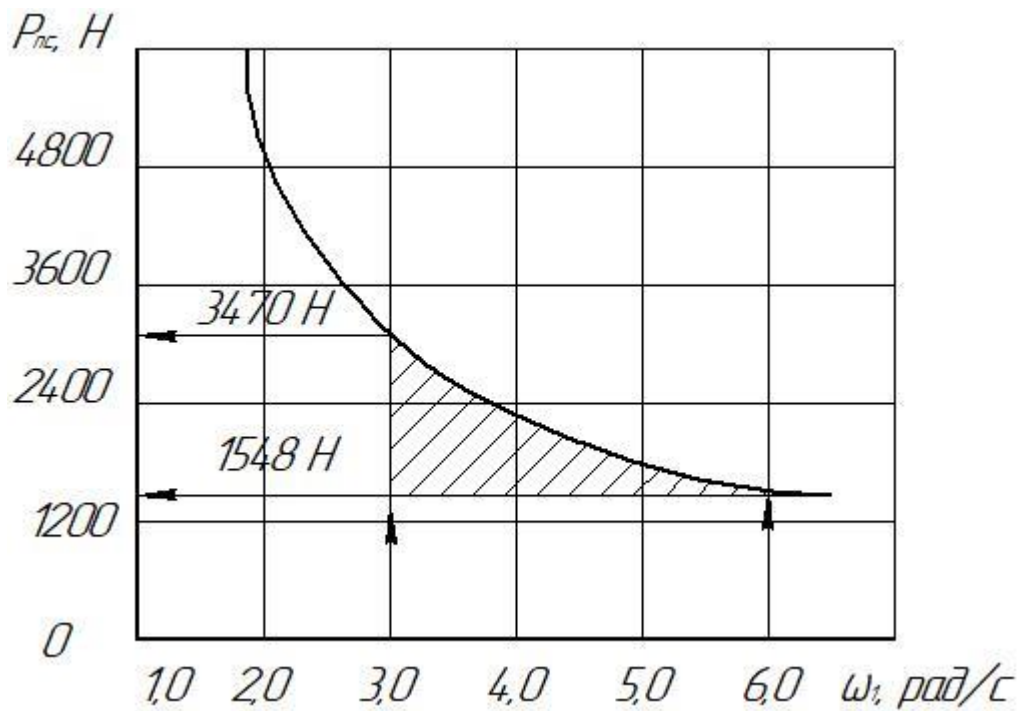


Рисунок 2.6 – Залежність зусилля зрізу (корисного опору) від кутової швидкості кривошипа (за  $R = 60$  мм)

У ході розрахунків було встановлено, що величини інерційних сил, що виникають в механізмі, несуттєві (вони становлять менше 1% від рушійної сили  $P_d$ ), тому ними можна знехтувати.

Крива залежності  $P_{sc} = f(\omega_1)$  являє собою гіперболічну функцію. З урахуванням технологічно необхідної частоти зрізів гілок ( $0,5 \dots 1,0 \text{ c}^{-1}$ ) кутова швидкість кривошипа повинна знаходитися згідно з рівнянням (2.15) в межах  $\omega_1 = 3 \dots 6$  рад/с. При цьому діюча сила рівна корисному опору  $P_{sc} = 1548 \dots 3470$  Н.

#### 2.4 Динамічний розрахунок гідравлічної ланки обрізувача гілок

Гідропривід, що використовується в обрізувачі гілок рослин, аналогічний гідравлічній системі керування гальмами автомобілів, причіпних транспортних засобів [19].

Основні переваги гідравлічних систем керування перед механічними та електричними наступні:

- поєднання великої вихідної потужності з малими габаритами та масою, питомі сили гідравлічних виконавчих пристроїв в 10...20 разів і більше перевершують питомі сили електромагнітів;
- зручність перетворення енергії потоку рідини на механічну енергію;
- простіше управління приводом;
- висока швидкодія;
- простота і порівняно мала вартість її елементів.

Математичний аналіз гідро ланцюгів при проектуванні значно полегшує і прискорює вибір із безлічі варіантів приводів.

Під поняттям «гідроланцюг» маємо на увазі так звану «динамічну схему» гідроприводу. Під елементами гідро ланцюга маються на увазі основний та виконавчі гідроциліндри, трубопровід (рукав високого тиску), дроселі. Елементами ланки є місцевий опір (дросель  $D$ ), ємність ( $E$ ), інерційність ( $M$ ).

Математичний опис процесів в гідроприводах отримав поширення у вигляді трьох основних моделях. Найпоширенішою стала модель в якій рідина розглядається як стискувана і зосереджена зазвичай в одному чи двох об'ємах (з врахуванням податливості елементів гідроприводу) [19].

В запропонованому гідроприводі необхідно врахувати податливість у вигляді «гідравлічної пружини», що має жорсткість:

$$C_{ж} = C_{пр} + C_p, \text{ Н/м}, \quad (2.33)$$

де  $C_{пр}$  – жорсткість пружини виконавчого циліндра, Н/м;

$C_p$  – жорсткість рукава високого тиску, Н/м.

В нашому випадку приймаємо, що об'ємна витрата  $Q_1$  рідини, що надходить в систему і затрачається на деформацію робочої рідини  $Q_{сж}$  і на здійснення переміщення поршня виконавчого органу (секатора)  $Q_2$  [19]:

$$Q_1 = Q_{сж} + Q_2, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.34)$$

Враховуючи, що початковий об'єм рідини  $V_{ж}$  практично не змінюється, то прийнявши  $V_{ж} = const$  можна знехтувати величиною  $Q_{сж}$ .

Тоді рівняння пружних деформацій для гідроциліндра запишеться так:

$$\sum P = (z_1 - Z) \cdot C_{ж}, Н \quad (2.35)$$

де  $\sum P$  – сума сил приведена до поршня, Н;

$Z$  – координата положення поршня, м;

$z_1$  – координата положення перерізу рідини, що знаходиться поблизу торцевих стінок гідроциліндра.

У загальному випадку система рівнянь, що описує динаміку гідроприводу, включає три типи рівнянь, які відповідають фізичним процесам [19]:

1. Диференціальні рівняння руху деталей системи, що переміщуються, складені згідно з принципом Даламбер. Для поступально-рухомих елементів:

$$m \frac{d^2 X}{dt^2} = \sum P_a - \sum P_c, Н \quad (2.36)$$

де  $m$  – приведена до рухомого елемента маса, кг;

$X$  – переміщення рухомого елемента, м;

$\sum P_a$  – сума активних сил, Н

$\sum P_c$  – сума сил опору, Н.

Приведена маса рухомих елементів визначається як [19]:

$$m = \sum_{i=1}^{i=k} m_{si} \left( \frac{V_{si}}{V_n} \right)^2 + m_{ж}, кг \quad (2.37)$$

де  $m_{si}$  – маса  $i$ -го елемента відносно осі, кг;

$V_{si}$  – швидкість центру ваги  $i$ -го елемента, м/с;

$V_n$  – швидкість поршня, м/с;

$m_{ж}$  – приведена до поршня маса рідини на  $t$ -елементах ділянки гідропровода:

$$m_{ж} = \rho F^2 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{l_i}{f_i}, кг \quad (2.38)$$

де  $\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$F$  – площа поршня, в якому

$l_i$  і  $f_i$  – довжина (м) і площа перерізу  $i$ -ї ділянки системи, м<sup>2</sup>.

2. Рівняння течії робочої рідини в гідравлічних опорах пов'язують змінні параметри (витрата та втрату тиску) залежно від властивостей рідини та режиму течії. При цьому допускається, що робоча рідина однорідна та її розрив (кавітація) виключається.

3. Рівняння балансу миттєвих масових витрат (рівняння витрат). Як об'єкт досліджень приймаємо динамічну схему гідро ланцюга з податливістю як «гідравлічної пружини» (рисунок 2.7) [20].

Тиск рідини створюється головним циліндром 1 за рахунок переміщення поршня. У цьому випадку до його штока прикладено змінне вхідне зусилля  $P_{ex}(t)$ . До виконавчого елемента 2 (поршню секатора) прикладене зовнішнє зусилля  $P(z)$  корисного опору (зусилля зрізу гілки рослини), яке є реакцією, що діє з боку керованого механізму.

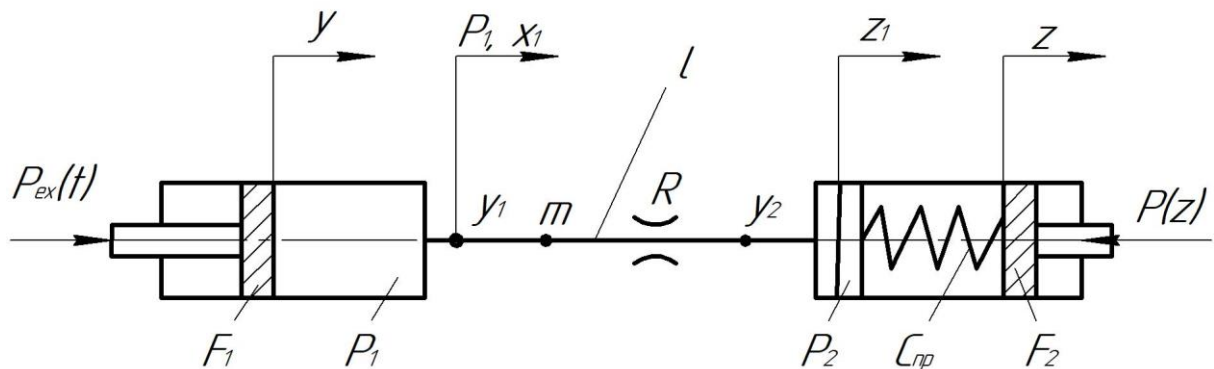


Рисунок 2.7 – Динамічна схема гідро ланцюга з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини»

Розглянемо динаміку гідравлічного ланцюга, вважаючи її системою із зосередженими параметрами, з урахуванням податливості (робочої рідини, гідромагістралі, циліндрів). При складанні рівнянь динаміки для кожної ділянки ланцюга враховуємо інерційні втрати  $P_j$  тиску, втрати на довжині гідромагістралі  $P_e$ , що визначаються з використанням безперервної функції  $\lambda = f(R_e)$ , місцеві втрати тиску  $P_m$  та нелінійний коефіцієнт  $\psi_i$  податливості кожного зосередженого об'єму рідини.

При розгляді динамічних процесів зробимо наступні припущення: хвильові процеси в гідромагістралі, внаслідок порівняно малого прохідного отвору не мають істотного впливу на перехідний процес; в'язкість, щільність, температура робочої рідини та кількість нерозчиненого повітря в ній не змінюються протягом перехідного процесу; відсутні витоки робочої рідини [20].

З урахуванням цього рівняння балансу тисків для  $i$ -ої ділянки гідравлічного ланцюга становить:

$$P_j + P_l + P_m + P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}}, \text{ Па} \quad (2.39)$$

де  $P_{\text{вих}}$  і  $P_{\text{вх}}$  – тиск рідини на вході і виході ланцюга, Па;

$P_j$  – інерційні втрати тиску рідини, Па;

$P_l$  – втрати тиску в гідромагістралі, Па;

$P_m$  – втрати тиску через місцеві опори, Па.

Інерційні втрати тиску:

$$P_j = \rho l dV/dt, \text{ Па} \quad (2.40)$$

де  $\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$l, V$  – довжина (м) гідромагістралі та швидкість руху рідини в ній, м/с.

Втрати тиску рідини в циліндричному трубопроводі (рукаві високого тиску) за ламінарного режиму ( $Re < 2300$ ) визначається на основі рівня Пуазейля

$$P_l = 8\pi\rho\nu lV/f, \text{ Па} \quad (2.41)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м/с<sup>2</sup>;

$l$  і  $f$  – довжина (м) і площа перерізу трубопроводу, м<sup>2</sup>.

Враховуючи, що  $f = \pi d^2/4$  витрата рідини  $Q = fV$  рівняння (2.41) запишеться, як:

$$P_l = 128\rho\nu lQ/\pi d^4, \text{ Па} \quad (2.42)$$

де  $128\rho\nu lQ/\pi d^4 = R_e$  – гідравлічний опір за ламінарного руху рідини.

Тоді рівняння (2.41) із врахуванням (2.42) запишеться як:

$$P_l = \lambda_l \frac{l \cdot \rho}{2df^2} \cdot Q^2, \text{ Па} \quad (2.43)$$

де  $\lambda_l$  – безрозмірний коефіцієнт опору тертю.

Для практичних розрахунків  $\lambda_l = 75/R_e$ , за турбулентного режиму ( $R_e > 2300$ ) втрати тиску будуть:

$$P_l = \lambda_T \frac{l \cdot \rho}{2d} \cdot V^2, \text{ Па} \quad (2.44)$$

де  $\lambda_T$  – коефіцієнт втрат на тертя за турбулентного потоку, що залежить від числа Рейнольдса.

Для гладких циліндричних трубопроводів з достатньою точністю для розрахунків приймають  $\lambda_T = 0,025$  [19] або вираховують за формулою Блазіуса:

$$\lambda_T = 0,3164 R_e^{-0.25} \quad (2.45)$$

У гідравлічній тупиковій системі швидкість руху рідини у трубопроводі за час перехідного процесу змінюється від нуля до  $V_{max}$  і назад, тому в системі може існувати два режими перебігу рідини: при  $V < V_{кр}$  – ламінарний, а потім при досягненні  $V_{кр} = 2025V/\sqrt{f}$  – турбулентний.

Для більш реальної оцінки втрат тиску  $P_l$  їх можна визначати за ділянками:

$$\begin{cases} P_l = \frac{8\pi\rho lV}{f}, \text{ при } 0 \leq V < V_{кр} \\ P_l = \frac{0,433\lambda\rho lV^2}{\sqrt{f}}, \text{ при } V \geq V_{кр} \end{cases} \quad (2.46)$$

Враховуючи, що залежність коефіцієнта втрат  $\lambda_l$  по довжині трубопроводу від числа Рейнольдса  $R_e$  виражається  $\lambda_l = 70/R_e$ , то отримаємо значення тиску по довжині трубопроводу.

$$P_l = 27,5\rho lV/f, \text{ Па} \quad (2.47)$$

Втрати тиску через місцеві опори  $P_m$  можна розділити на дві основні групи: в дросельних пристроях (золотники, клапани, дроселі і т.п.); в арматурі (кутники, перехідники, трійники і т.п.) [19].

$$P_m = \frac{\varepsilon\rho}{2} V^2 = \frac{\varepsilon\rho}{2f} Q^2, \text{ Па} \quad (2.48)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від типу останнього, режиму руху рідини в ньому і визначається дослідним шляхом [19].

При розрахунку місцевий опір замінюється додатковою довжиною магістралі  $l_3$  еквівалентною втратам  $P_M$  і визначається виразом:

$$l_3 = \varepsilon d / \lambda, \text{ м.} \quad (2.49)$$

Витрата рідини через дросель визначається із виразу (2.16) і запишеться у вигляді:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2(P_{\text{вх}} - P_l)}{\rho}}, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (2.50)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати, що залежить від в'язкості рідини;

$f$  – площа поперечного перерізу дроселя, Па;

$P_{\text{вх}}$  і  $P_l$  – відповідно тиск рідини на вході і виході дроселя, Па.

Підставимо в рівняння (2.39) значення  $P_j$ ,  $P_l$ ,  $P_M$  відповідно виразам (2.40), (2.47) і (2.48) та врахуємо, що швидкість руху  $V=dx/dt$  (де  $x$  – переміщення рідини в магістралі); після перетворення отримаємо рівняння, що описує рух рідини на  $i$ -ій ділянці:

$$\rho l \frac{d^2 x}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho v l}{2} \frac{dx}{dt} + \frac{\varepsilon \rho}{2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}}. \quad (2.51)$$

Якщо знехтувати масою поршня головного циліндра 1 (рисунок 2.7) і силами тертя, то тиск на вході в магістраль 2 визначиться законом зміни прикладеного до штоку зусилля  $P_{\text{вх}}(t)$ , тобто

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}(t)}{F_1}, \quad \text{Па}, \quad (2.52)$$

де  $F_1$  – площа поршня силового гідроциліндра, м<sup>2</sup>.

Граничне значення вхідного тиску обмежується максимально допустимим тиском рідини в гнучкому трубопроводі  $P_{\text{max}}$ .

Використовуючи рівняння нерозривності, виразимо переміщення  $x_1$  рідини на ділянці  $Y_1 - Y_2$  та його похідними через відповідний хід поршня секатора  $z_1$  та його похідні:

$$x_1 = \frac{F_2}{f} z_1, \text{ м/с}; \quad \frac{dx_1}{dt} = \frac{F_2}{f} \frac{dz_1}{dt}, \text{ м/с}; \quad \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{F_2}{f} \frac{d^2 z_1}{dt^2}, \text{ м/с}; \quad (2.53)$$

Тоді рівняння (2.51) можна записати так:

$$a_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_2 \frac{dz_1}{dt} + a_3 \left( \frac{dz_1}{dt} \right)^2 + P_2 = P_1, \quad (2.54)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{\rho l F_2}{f}; \quad a_2 = \frac{27,5 \rho v l F_2}{f^2}; \quad a_3 = \left( \frac{F_2}{f} \right)^2 \frac{\zeta \rho}{2}.$$

Рівняння балансу об'ємних витрат записуємо для вузла  $Y_1$  у вигляді  $Q_1 = Q_2 + Q_{1Д}$ .

Враховуючи, що рівняння балансу миттєвих витрат для вузла  $Y$  після перетворень приймуть вигляд:

$$\begin{cases} Q_1 = F_1 \frac{dY}{dt} \\ Q_2 = f \frac{dx_1}{dt} = F_2 \frac{dz}{dt} \\ Q_{1Д} = V_1 \psi_1(P_1) \frac{dP_1}{dt} \end{cases} \quad (2.55)$$

$$\begin{cases} \frac{dY}{dt} = \frac{F_2}{F_1} \frac{dz_1}{dt} + (Y_{max} - Y) \psi_1(P_1) \frac{dP_1}{dt} \\ \frac{dz}{dt} = \frac{dz_1}{dt} - (z_{max} + z) \psi_2(P_2) \frac{dP_2}{dt} \end{cases} \quad (2.56)$$

де  $Y_{max}$  і  $z_{max}$  –еквівалентні довжини головного та виконавчого циліндрів, що відповідають початковим об'ємам рідини в них, м.

Сума сил приведена до поршня секатора визначається як:

$$\sum P = m_n \frac{d^2 z}{dt^2} + k_B \frac{dz}{dt} + P(z) + P_{тр}, \quad \text{Н}, \quad (2.57)$$

де  $m_n$  – маса рухомих частин, приведена до поршня, кг;

$k_B$  – коефіцієнт в'язкого опору, Нс/м;

$P_{тр}$  – сила тертя, Н.

Розв'язуючи спільне рівняння (2.35) і (2.54) та враховуючи, що

$$P_2 = \sum P / F_2 \quad \text{і} \quad E_c = 1 / \psi_2(P_2), \text{ маємо:}$$

$$a_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_2 \frac{dz_1}{dt} + a_3 \left( \frac{dz_1}{dt} \right)^2 + \frac{P_2}{V_{ж} \psi_2(P_2)} (z_1 - z) = P. \quad (2.58)$$



де  $V_{ж}$  – об'єм рідини в гідроланцюгу, м<sup>3</sup>;

$\psi_2(P_2)$  – коефіцієнт податливості ланцюга, Па<sup>-1</sup>.

Вирішуючи спільно рівняння (2.35) та (2.57), отримаємо:

$$m_n \frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_B \frac{dz}{dt} + P(z) + P_{тр} - \frac{F_2}{V_{ж} \psi_2(P_2)} (z - z_1) = 0. \quad (2.59)$$

Рівняння (2.58) і (2.59) являють собою математичну модель розглянутої динамічної схеми гідроланцюга [20].

Динамічні характеристики отриманої моделі розраховані на ПК із системи рівнянь (2.53), (2.56) і виразі (2.58). Динамічні характеристики розраховані для параметрів:  $f = 6,75 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $F_1 = F_2 = 3,63 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $l = 6$  м;  $C_{пр} = 14,4 \cdot 10^6$  Н/м,  $p_{max} = 1,2 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>,  $\varepsilon_1 = 0,5$ ;  $Y_{max} = 0,06$ ;  $z_{min} = 0,01$  м;  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu = 13 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с;  $E_c = 0,8 \cdot 10^{-3}$  МПа. (Для загальних розрахунків масою поршня знехтували)

Розрахунок проводився при лінійній характеристиці  $P(z) = C_{пр}z$  і експоненційному законі вхідної дії  $P_1 = P_{max}(1 - e^{-kt})$ , за результатами розрахунків побудовано графіки (рисунок 2.8).

Крива  $\Delta z(t)$  характеризується збільшенням переміщення поршня головного циліндра, обумовлене деформацією рідини. Крім того на рисунку 2.8 показані криві безрозмірних тисків  $P_2/P_{max}$  у вузлі  $Y_2$ , а також показано криву похідної  $Z = \dot{x}_1/F_2$ , яка характеризує зміну приведеної до поршня секатора швидкості рідини у вузлі  $Y_2$ .

Наведені результати розрахунку свідчать, що з даних параметрів гідроланцюга податливість рідини, що знаходиться в трубопроводі, має незначний вплив на динамічні характеристики, і тому обсяг рідини у трубопроводі  $V_{тр}$  можна привести до одного з циліндрів [20].

Проте зі збільшенням розмірів трубопроводу ( $l$  і  $f$ ) і відносно невеликих об'ємах рідини в циліндрах податливість рідини у трубопроводі може вплинути на перехідний процес.

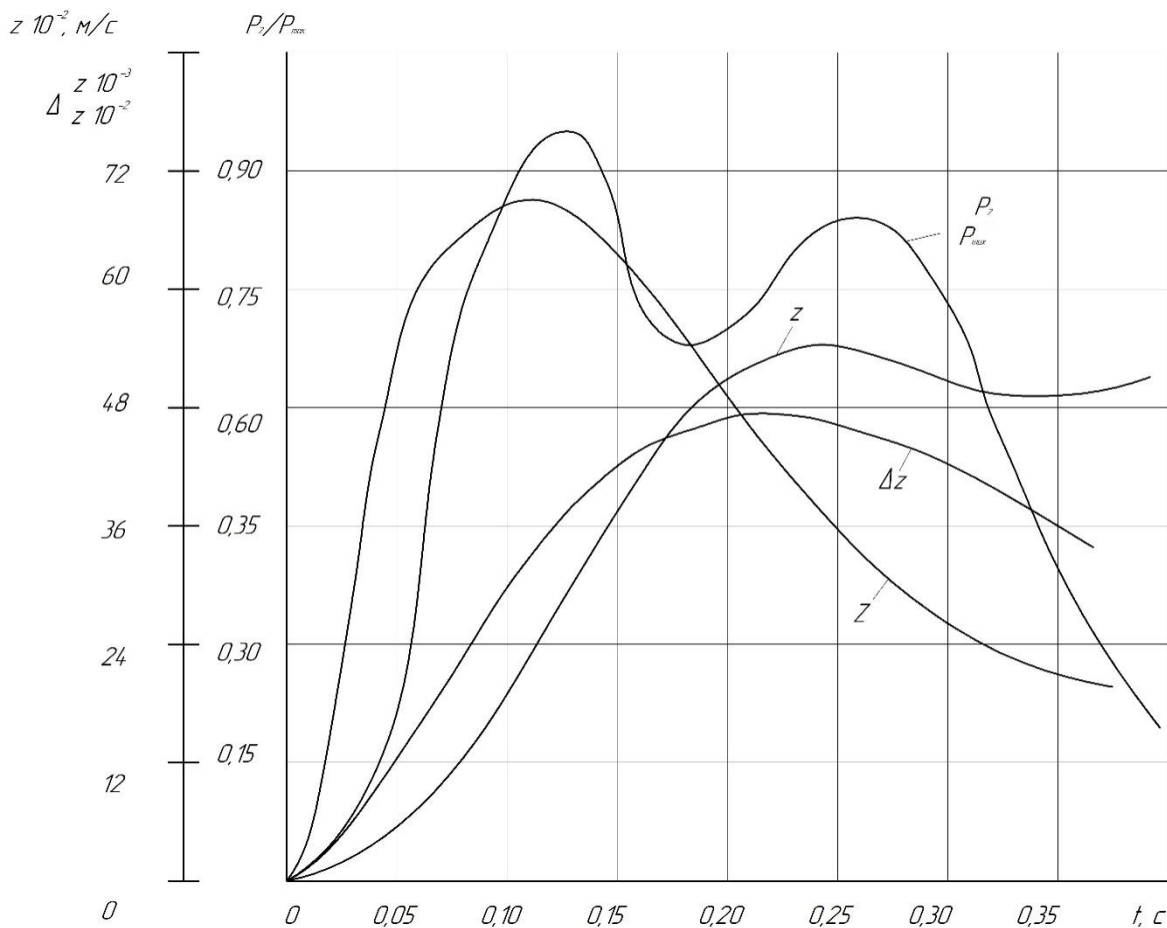


Рисунок 2.8 – Динамічні характеристики гідроланцюга з головним циліндром і податливістю у вигляді «гідравлічної пружини»

З графіка також випливає, що хід поршня секатора різко зростає за період  $0 \dots 0,2$  с, а потім плавно знижується.

Крива безрозмірних тисків  $P_2/P_{max}$  аналогічна кривій залежності  $Z=f(t)$ . Швидкість ходу поршня секатора досягає пікового значення в межах  $0,1$  с з початку процесу, а потім різко знижується і досягає нульового значення при максимальному ході поршня.

Таким чином, у досліджуваній моделі гідроланцюга перехідні процеси протікають у межах до  $0,2$  с [20].

При розрахункових параметрах гідроланцюга критична швидкість руху рідини  $V_{кр}$  в гідромагістралі з перетином  $f = 6,75 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, при якій може існувати турбулентний режим, що дорівнює  $64653$  м/с. Розрахункове

значення числа Рейнольдса  $R_e = 206,4$ , тобто рух рідини ламінарний. При цьому безрозмірний коефіцієнт опору середовища  $\lambda_{\text{д}} = 75/R_e = 0,364$  [20].

Безрозмірне значення  $P_2/P_{\text{max}}$  має два максимуми: у перехідний період  $0,1 \dots 0,15$  с і в момент пікового положення кривошипа ( $Z_{\text{max}}$ ), при якому швидкість переміщення поршня дорівнює нулю.

## Висновки

1. Кінематичне дослідження механізму приводу обрізувача гілок дозволило визначити залежності переміщення штовхача  $S_x$ , його швидкості  $V_x$  та прискорення  $a_x$  від конструктивних та технологічних параметрів обрізувача гілок, а його динамічний аналіз – залежність між зусиллям зрізу (корисний опір) та основними параметрами пристрою.

2. Розроблено математичну модель та виконано розрахунок гідравлічного ланцюга, обрізувача гілок шляхом визначення та розрахунку рівнянь руху робочої рідини та балансу масових витрат. В результаті було визначено основні параметри обрізувача гілок: радіус кривошипу  $R=40 \dots 60$  мм; кутова швидкість кривошипа  $\omega_1=3 \dots 6$  рад/с; величина ходу штовхача  $S_x = 40 \dots 60$  мм; радіус ексцентрика  $R_0 = 55$  мм; діаметр поршня силового циліндра  $d_{\text{ц}} = 22$  мм; діаметр поршня секатора  $d_{\text{с}} = 22$  мм; діаметр прохідного перерізу гідромагістралі  $d_f = 3$  мм.

Ці параметри забезпечують зусилля зрізу  $P_{\text{пс}} = 1548 \dots 3470$  Н при ламінарному русі рідини (число Рейнольдса  $R_e = 206,4$ ).

## **РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТВЕРДОСТІ ДЕРЕВИНИ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ**

### **3.1 Програма, методика та умови проведення досліджень**

Для визначення конструктивно-технологічних параметрів обрізувача гілок велике прикладне значення мають розмірні показники дерев, плодкових гілок та їх фізико-механічні властивості.

З метою їх вивчення було розроблено програму досліджень, яка має одне із завдань – визначення залежності твердості плодової деревини від її вологості та температури навколишнього середовища.

Дослідження проводились у селянських господарствах, на заході України.

Вивчення показників, що мають прикладне значення для створення обрізувача гілок, що проводилося в періоди до і після руху соку рослин. Об'єктами досліджень були плодові дерева (яблуня, слива, вишня, черешня), виноградна лоза, кущі (смородина, агрус).

Для кожного параметра, що визначає ті чи інші фізико-механічні властивості плодової деревини, були використані власні та існуючі методики та ДСТУ.

Результати експериментальних досліджень опрацьовувалися методами математичної статистики та теорії ймовірності [21, 22].

### **3.2 Залежність твердості плодової деревини від її вологості та температури**

Вологість плодової деревини та температури навколишнього середовища мають вплив на твердість плодової деревини, що важливо при розробці будь-якого ріжучого інструменту [23].

Твердість деревини зазвичай вимірюється у трьох напрямках: поперечному, перпендикулярній осі гілки; радіальному, що проходить через вісь гілки, тангенціальний. Оскільки статична твердість плодової деревини вище в поперечному напрямі [23], то визначення необхідної залежності проведено з урахуванням цього.

Вологість ( $W$ ) визначається за формулою [21, 22, 24]

$$W = \frac{m_2 - m_3}{m_3 - m_1} 100, \% \quad (3.1)$$

де  $m_1$  – маса бюкса, г;

$m_2$  – маса бюкса із зразком деревини до висушування, г;

$m_3$  – маса бюкса із зразком деревини після висушування, г

Підготовка зразків до досліджень, режими сушіння, а також обробка даних проводилися згідно з ДСТУ 4922:2008 [25]. Досліди проводили в трьох температурних режимах ( $-10^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$ ,  $10^\circ\text{C}$ ), які найбільш характерні при обрізанні гілок рослин (весняно-осінні періоди).

Методика проведення дослідження. З кожної випробуваної рослини зрізали гілки діаметром 20 мм та довжиною 20 см у кількості 10 штук. Потім зразки ділили на дві частини по 10 см кожен, після чого одну з них піддавали пробі на вологість, а другу половину в герметичному стані поміщали в холодильну камеру, де її витримували при відповідній температурі ( $-10^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$ ,  $10^\circ\text{C}$ ) протягом 2 години. Після цього зразок з холодильника випробували на статичну твердість, допускаючи при цьому вологість обох половинок рівними.

Статичну твердість зразків визначали на твердомірі ТШ-2 відповідно до ДСТУ ГОСТ 16483.0:2009 [26, 27]. Вона обчислювалася як середнє арифметичне значення за результатами 10 випробувань однакових поверхонь.

У кожному вимірі твердість визначалася як:

$$H_i = \frac{P_i}{F_i}, \text{ Мпа}, \quad (3.2)$$

Таблиця 3.1 – Твердість плодової деревини в залежності від її вологості та температури навколишнього середовища (МПа)

Культура	Температура														
	-10°C					0°C					10°C				
	вологість, %					вологість, %					вологість, %				
	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
Яблуня	46,6	42,3	42,1	42,0	42,3	40,1	35,5	31,2	30,2	30,6	33,6	29,8	28,7	26,3	26,5
Груша	38,7	35,5	35,1	35,2	35,3	30,4	28,3	28,2	28,3	28,4	26,9	24,7	25,0	24,3	25,1
Виноград	33,3	27,8	25,4	25,2	25,4	35,7	22,9	21,2	21,3	21,4	21,5	19,1	18,5	16,5	16,8
Агрис	46,8	43,2	40,0	40,1	40,0	42,8	38,2	37,6	36,4	36,4	37,8	36,1	33,6	32,8	34,1

де  $P_i$  – навантаження пуансона на зразок, при його втисненні на глибину радіуса півсфери наконечника, Н;

$F_i$  – площа проекції відбитка, м<sup>2</sup>.

Результати досліджень, представлених в таблиці 3.1 показують, що досліджувана залежність для всіх культур однакова, тобто із збільшенням вологості знижується твердість деревини. Починаючи із близько 30% вологості, твердість деревини практично не змінюється. При вологості менше 10% маємо практично сухі гілки, тому їх твердість природно вища, ніж твердість гілок, що мають нормальну вологість в межах 30...40% [23].

Водночас слід підкреслити ту обставину, що зі зниженням температури твердості практично всіх зразків дещо зростають. Найбільшу твердість (46,8 МПа) мають зразки агрусу при -10°C, а найменшу – зразки виноградної деревини (33,3 МПа). Найбільший вплив температура навколишнього середовища надає твердості деревини у яблунь, а найменше у агрусу. Це пояснюється більшою щільністю деревини у агрусу.

За температури навколишнього середовища мінус 10°C при механічному впливі на кору деревини практично всіх досліджуваних культур спостерігалось часткове її руйнування. Це накладає додаткове обмеження для проведення обрізки в морозний період.

Загалом отримані дані є важливими при розробці обрізувача.

## **Висновки**

Визначено залежність твердості плодової деревини від її вологості та температури навколишнього середовища. Найбільша твердість деревини спостерігається у агрусу – 46,8 МПа (при -10°C і 10% вологості), а найменша – у винограду – 25,2 МПа (при +10 ° С та 40% вологості). Вплив температури навколишнього середовища на твердість деревини більш істотний для яблунь та менше для агрусу. При збільшенні вологості деревини вище 30% її твердість мало змінюється.

## РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ І ДОВКІЛЛЯ

### 4.1 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм

Наведемо методику побудови логіко-імітаційної моделі для збирання кукурудзи.

Після вибору домінуючого випадкового явища (події) розпочинаємо побудову моделі (“дерева”). Використовуючи оператора “і” та “або”, використовуємо набір ситуацій (відомих до цього), які можуть призвести до подій, вибраної як домінуюча чи головна [22].

Спочатку визначаються травмонебезпечні ситуації та їх кількості, що можуть мати місце в процесі що розглядається, визначаємо ще й інші події, що входять до кожної такої ж ситуації, логічним аналізом із застосуванням операторів “і”, “або” та інших. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені усі базові події, що визначають межу моделі.

Слід мати на увазі, що кожна випадкова подія, до якої входять базові події, може формуватися й виникати при входженні у неї двох, трьох і більше базових подій за допомогою відповідних операторів.

Повністю побудована і перевірена модель підлягає математичній обробці для визначення ймовірності кожної випадкової події, що увійшла до моделі, починаючи з базових і закінчуючи головною.

За даними виробництва визначаємо ймовірність базових подій. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (у відсотках) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об’єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,5 і 0,3. При відсутності контролю ймовірність “не здійснення контролю” становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.



Після обчислення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі.

Отже, для побудови логіко-імітаційної моделі процесу, формування і виникнення аварії та травми в збирання кукурудзи складемо перелік базових подій. Вони лежатимуть в основі даної моделі. Кожній події (пункту) присвоїмо певне значення ймовірності його виникнення: стан контролю з охорони праці [22].

Для проведення обчислень ймовірності травми використаємо логіко-імітаційну модель процесу її формування (рисунок 4.1).

### 1. Ймовірність події 3:

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 P_2.$$

Умовно прийнято, що ймовірності базових подій  $P_1=0,4$ , а  $P_2=0,3$ . Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,4 + 0,3 - 0,4 \cdot 0,3 = 0,58.$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей Випадкових подій провадяться відповідно до положень булевої алгебри.

Аналогічно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера:

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 P_5 = 0,65;$$

$$P_9 = P_7 + P_8 - P_7 P_8 = 0,65;$$

$$P_{10} = P_3 + P_6 + P_9 - P_3 P_6 - P_3 P_9 - P_6 P_9 + P_3 P_6 P_9 = 0,11;$$

$$P_{13} = P_{11} + P_{12} - P_{11} P_{12} = 0,65;$$

$$P_{16} = P_{14} + P_{15} - P_{14} P_{15} = 0,65;$$

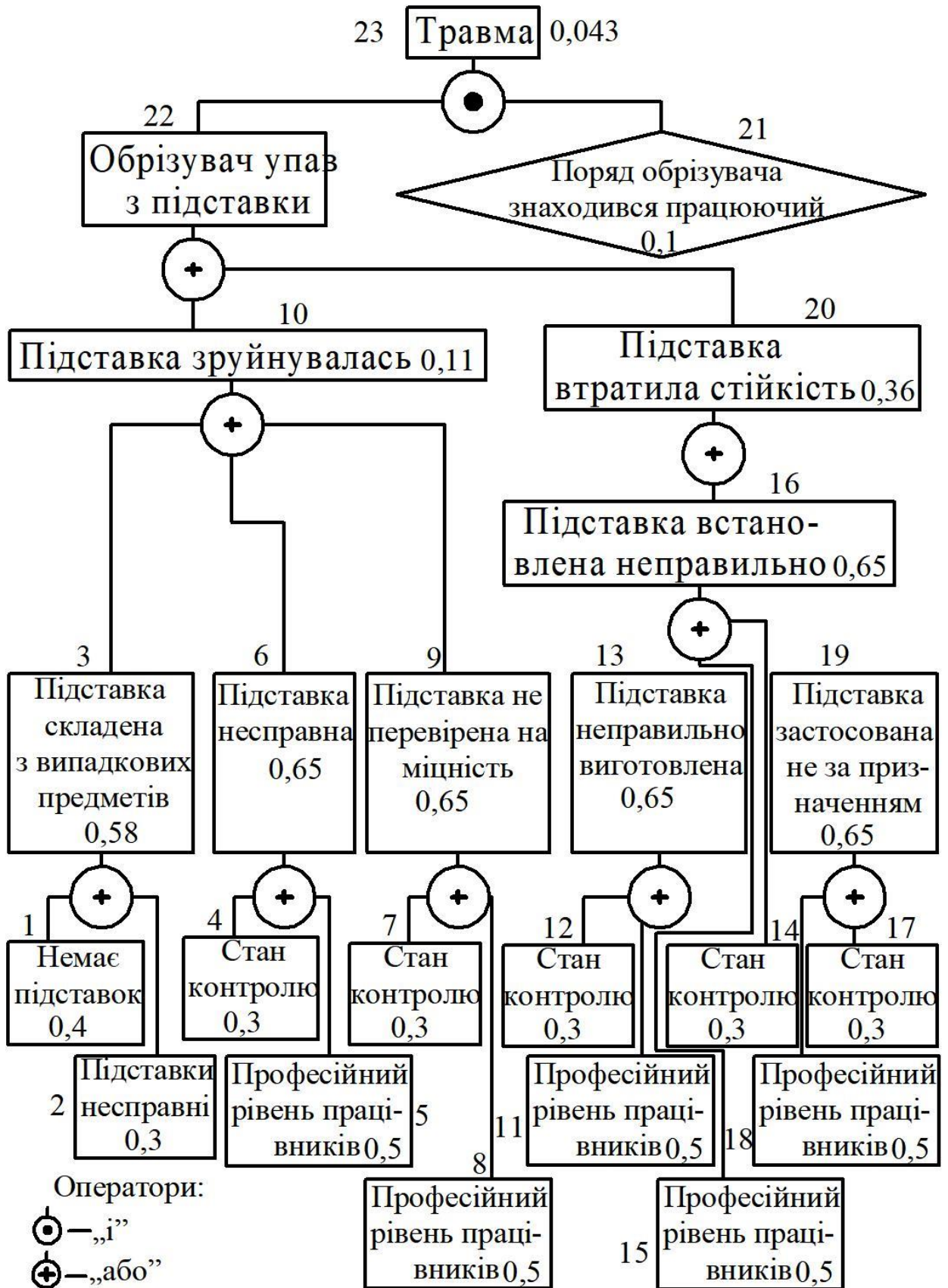
$$P_{19} = P_{17} + P_{18} - P_{17} P_{18} = 0,65;$$

$$P_{20} = P_{13} + P_{16} + P_{19} - P_{13} P_{16} - P_{13} P_{19} - P_{16} P_{19} - P_{13} P_{16} P_{19} = 0,36;$$

$$P_{21} = 0,1;_2$$

$$P_{22} = P_{10} + P_{20} - P_{10} P_{20} = 0,43;$$

$$P_{23} = P_{22} P_{21} = 0,043.$$



1...15 – номери подій; 0,3; 0,5 – ймовірність подій

Рисунок 4.1 – Логіко-імітаційна модель процесу виникнення травм при технічному обслуговуванні обрізувача

Таким чином, на робочому місці під час технічного обслуговування комбайна при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 4,3 травми. Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, поліпшити контроль та виготовити необхідну кількість підставок за всіма вимогами безпеки), то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

Слід мати на увазі, що на даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин [22]. Використання логіко-імітаційних моделей для дослідження аварій і травм та обґрунтування заходів охорони праці, дають можливість знизити ймовірність виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій.

## **4.2 Вплив технології на стан довкілля**

З розвитком сільськогосподарського виробництва вплив людини на природу зріс у негативному напрямку. В процесі розвитку сільськогосподарського виробництва людина перейшла від споживання продуктів природи до використання природних умов і ресурсів, для вирощування рослин і тварин.

На теперішньому етапі сільськогосподарське виробництво є одним із основних, що характеризується середнім контактом з навколишнім середовищем.

В умовах інтенсивного сільськогосподарського виробництва використовується велика кількість самохідних машин, тракторів, добрив та отрутохімікатів, їх неправильне застосування негативно впливає на рослинний і тваринний світ, приносить шкоду навколишньому середовищу.

В період інтенсифікації сільськогосподарського виробництва його виснажуюча дія на природне середовище та відходність багаторазово зростає. Така інтенсифікація сільськогосподарського виробництва викликала цілу

низку небажаних наслідків, а саме: деградація ґрунтів, забруднення навколишнього середовища мінеральними добривами та пестицидами, заболочення, опустелення та ін. Це супроводжується низькою культурою землеробства, застосуванням неефективних технологій виробництва сільськогосподарської продукції.

При застосуванні важких сільськогосподарських машин та агрегатів, тракторів та транспортних засобів ущільнюється ґрунт. Це різко погіршує мікробіологічні процеси в ґрунті, сповільнює розклад шкідливих сполук, пригнічує діяльність целюлозних бактерій, які мінералізують органічну масу. Саме тому треба старанно добирати комплекс машин та агрегатів, які б мінімально впливали на фізичні якості ґрунту.

Запропонована операція технологічного процесу догляду за садами, а саме обрізувача гілоко передбачає застосування техніки із паливо-мастильними матеріалами та значної кількості гідравлічної рідини, яка при підтіканнях значно впливає на забруднення та стан навколишнього середовища.

Як уже зазначалось, внесення добрива може бути екологічним фактором, який погіршує санітарний стан, агрофізичні, біологічні і агрохімічні властивості ґрунту, забруднює поверхневі і ґрунтові води, атмосферу, материнську породу ґрунту. Велика кількість добрив, які вносять на полях і садах, порушує природний цикл кругообігу природних речовин не лише на полі, а й в біосфері. Не слід вносити високих доз мінеральних добрив «про запас». Внесення великої кількості суперфосфату не лише різко знижує рівень рН і підвищує гідролітичну кислотність ґрунту, а й сприяє нагромадженню в ґрунті речовин, шкідливих для рослин і ґрунту (важких металів, радіоактивних елементів, фтору, хлору та ін.). При внесенні лише мінеральних добрив значно підкислюються не тільки малородючі, а й родючі чорноземні ґрунти.

У зв'язку з більш простою, менш енергоємною технологією вирощування (використовується невелика кількість проходів машин та

агрегатів, значно зменшено використання хімічних засобів) біоенергетична ефективність вирощування зернових в 1 – 1,5 рази вища порівняно з коренеплодами і картоплею.

Найбільшої шкоди навколишньому середовищу завдають засоби хімічного захисту рослин та мінеральні добрива, що вносяться без дотримання агротехнічних вимог.

Отже, враховуючи наведені рекомендації, та при зваженому творчому підході до проведення догляду за садами можна сподіватися на отримання максимального врожаю при найменшій шкоді навколишньому середовищу.

### **Висновки**

Розглянуто методику моделювання процесів виникнення травмо-небезпечних або аварійних ситуацій. Здійснено моделювання процесу виникнення травматичної ситуації і виконано оцінку рівня безпеки під час операції обрізування гілок дерев та кущів.

Також проаналізовано вплив операції обрізування гілок запропонованим обрізувачем на навколишнє середовище.

## РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНОГО ОБРІЗУВАЧА ГІЛОК

Економічний аналіз проводиться з метою визначення ефективності застосування запропонованого обрізувача гілок з гідравлічним приводом. На основі результатів досліджень під час польових випробувань зразка обрізувача гілок, який виконував обрізування гілок яблунь, були визначені експлуатаційні показники.

Запропонований обрізувача гілок з гідравлічним приводом порівнювався із ручним обрізуванням гілок. Під час розрахунків використовувалися основні нормативно-довідкові матеріали, прайс листи цін на сільськогосподарську техніку та обладнання, а також типові норми виробітку і тарифні ставки робітників, що діють на теперішній час при цьому враховуючи, що розвиток сільськогосподарського виробництва характеризується значною нестабільністю цін на техніку та сільськогосподарську продукцію.

Розрахунки проводились за стандартизованою методикою визначення економічної ефективності спеціалізованої сільськогосподарської техніки [28, 29, 30]. Частково механізована технологія обрізування гілок дерев з використанням обрізувача з гідравлічним приводом з ручним обрізуванням. Працівник за ручної технології використовував секатор садовий і драбину, а в разі частково механізованої – модернізований обрізувач з гідравлічним приводом і драбину.

Для розрахунку використовувалися вихідні дані станом на 01.09.2023 року (таблиця 5.1). У вихідних даних для розрахунку економічної ефективності обрізувача гілок із гідравлічним приводом, взяті тільки ті показники, що відносяться до технологічного процесу обрізування гілок та мають вплив на економічний ефект.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності обрізувача плодів із гідравлічним приводом

Показники	Збирання	
	ручне	запропонований обрізувач
1	2	3
Продуктивність агрегату або машини за годину змінного часу: дерев/год	1,07	3,5
Балансова вартість, грн : машини і енергетичного засобу допоміжне обладнання	1200	29000 300
Річне завантаження, год.:		
допоміжне обладнання	210	210
машини	210	210
Чисельність виробничого персоналу, чол.:		
основного	1	1
допоміжного персоналу	–	–
Годинні тарифні ставки, грн/люд.год :		
основного персоналу	80	80
Коефіцієнт, що враховує доплати:		
основного персоналу	1,1	1,1
Коефіцієнт відрахувань на реновацію:		
допоміжне обладнання	0,22	0,22
машини	0,125	0,125
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування		
допоміжне обладнання	0,22	0,22
машини	0,16	0,16

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт:		
допоміжне обладнання	0	0
машини	0	00,5
Витрата паливо-мастильних матеріалів, кг/га	0	6
Ціна 1 кг палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, що припадає на 1 кг палива, грн	0	50
Коефіцієнти затрати на зберігання від вартості технічного обслуговування		
допоміжне обладнання	0,065	0,065
машини	0,065	0,065
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,15	
Коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту	0,95	
Коефіцієнт переведення оптової ціни в балансову	1,1	

Розрахунок економічної ефективності запропонованого обрізувача проводився на ПК. з використанням програмного забезпечення Microsoft Excel на кафедрі агроінженерії та технічного сервісу ім. проф. Семковича О.Д.

Вихідні дані з таблиці 5.1 заносилися в розроблену програму. Показники економічної ефективності розраховувалися за відомими формулами та отримані результати виводяться у таблицю 5.2 результатів розрахунку економічної ефективності.



Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності  
обрізувача гілок

Показники	машина	
	Базова	Удосконалена
1. Річне напрацювання, дерев	8,4	21
2. Прямі затрати (грн/га) на:		
– оплату праці	2200	880
– паливо-мастильні матеріали	0	300
– технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт	7	278
– реновацію	7	182
– інші прямі затрати	0	18
– всього прямих затрат	97	1659
3. Капітальні вкладення, грн/га	30000	4381
4. Зведені затрати, грн/га	6700	2316
5. Річний економічний ефект від експлуатації обрізувача, грн	—	92071
6. Економічний ефект від виробництва і використання за строк служби обрізувача, грн	—	334804
7. Верхня межа ціни нової машини, грн	—	319822
8. Лімітна ціна нової машини, грн	—	303831
9. Затрати праці, люд.-год/дерево	25	10
10. Річна економія праці, люд-год.	—	315
11. Ступінь зменшення затрат (в %)		
– праці	—	60
– прямих затрат	—	25
– зведених затрат	—	65
– капіталовкладень	—	85

Як бачимо з таблиці 5.2 відсоток зменшення затрат праці складає 60 % за рахунок підвищення продуктивності запропонованого способу обрізування із використанням запропонованого обрізувача гілок з гідравлічним приводом. Також досягнуто зменшення прямих затрат на 25%, зведених на 65%, за збільшених капіталовкладень на 85%. Річний економічний ефект від експлуатації обрізувача гілок із гідроприводом порівняно із ручним обрізуванням буде становити 92071 гривень (в цінах на 01.09.2023 р.) за умови річного навантаження 21 га.

## ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

Для вирощування плодкових культур у фермерських та селянських господарствах на малих площах доцільно використовувати засоби малої механізації, які здатні виконувати основні технологічні операції у різних плодкових насадженнях, зокрема й обрізування гілок дерев та кущів.

На даний час в нас та за кордоном застосовують два способи обрізання гілок: суцільний та вибіркового, при чому останній переважає. Основним засобом для виконання операції обрізки гілок, що є найпоширенішим у всіх країнах з розвиненим садівництвом, є секатор, привід якого здійснюється за допомогою механічним способом від рук, електричного приводу, стиснутого повітря чи під тиском рідини. Аналіз засобів для вибіркового обрізування гілок рослин показує, що найбільш раціональне поєднання необхідних експлуатаційних властивостей та технологічності на сьогоднішній день може бути досягнуто при створенні обрізувача на базі універсального гідроприводу нового типу.

Кінематичне дослідження механізму приводу обрізувача гілок дозволило визначити залежності переміщення штовхача  $S_x$ , його швидкості  $V_x$  та прискорення  $a_x$  від конструктивних та технологічних параметрів обрізувача гілок, а його динамічний аналіз – залежність між зусиллям зрізу (корисний опір) та основними параметрами пристрою.

Розроблено математичну модель та виконано розрахунок гідравлічного ланцюга, обрізувача гілок шляхом визначення та розрахунку рівнянь руху робочої рідини та балансу масових витрат. В результаті було визначено основні параметри обрізувача гілок: радіус кривошипу  $R=40...60$  мм; кутова швидкість кривошипа  $\omega_1=3...6$  рад/с; величина ходу штовхача  $S_x = 40..60$  мм; радіус ексцентрика  $R_0 = 55$  мм; діаметр поршня силового циліндра  $d_{\text{ц}} = 22$  мм; діаметр поршня секатора  $d_c = 22$  мм; діаметр прохідного перерізу гідромагістралі  $d_f = 3$  мм.

Ці параметри забезпечують зусилля зрізу  $P_{pc} = 1548...3470$  Н при ламінарному русі рідини (число Рейнольдса  $Re = 206,4$ ).

Визначено залежність твердості плодової деревини від її вологості та температури навколишнього середовища. Найбільша твердість деревини спостерігається у агрусу – 46,8 МПа (при  $-10^{\circ}\text{C}$  і 10% вологості), а найменша – у винограду – 25,2 МПа (при  $+10^{\circ}\text{C}$  та 40% вологості). Вплив температури навколишнього середовища на твердість деревини більш істотний для яблунь та менше для агрусу. При збільшенні вологості деревини вище 30% її твердість мало змінюється.

Розглянуто методику моделювання процесів виникнення травмо-небезпечних або аварійних ситуацій. Здійснено моделювання процесу виникнення травматичної ситуації і виконано оцінку рівня небезпеки під час операції обрізування гілок дерев та кущів. Також проаналізовано вплив операції обрізування гілок запропонованим обрізувачем на навколишнє середовище.

Економічні розрахунки показали, що річний економічний ефект від експлуатації обрізувача гілок із гідроприводом порівняно із ручним обрізуванням буде становити 92071 гривень (в цінах на 01.09.2023 р.) за умови річного навантаження 21 га.

**БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК**

1. Бичков, В.В., Кадикало Г.І. Система машин для плодового саду // К: Наукова думка, 2005, № 3. С.23-24.
2. Лачуга, Ю.Ф. Стратегія машинно-технологічного забезпечення виробництва сільськогосподарської продукції / Техніка в АПК. К., 2004, №1. С.3-5.
3. Костецький Я.І. Стратегія формування і розвитку аграрного сектору України: теорія і практика: монографія. Тернопіль: ТНЕУ, 2017. 356с.
4. Бабій П. Т. Механізація виробництва плодів і ягід. 2-е вид.. Київ: Урожай, 2000. 160 с.
5. Вакал А. П., Литвиненко Ю. І. Садівництво: навчальний посібник / А. П. Вакал, Ю. І. Литвиненко; Сумський державний педагогічний університет імені А. С. Макаренка. Суми: СумДПУ імені А. С. Макаренка, 2023. 102 с.
6. Кононенко, Л. (2022). Стратегія розвитку агропромислового комплексу України: сучасний стан та напрями оптимізації. Економічний простір, (182), 79-82. <https://doi.org/10.32782/2224-6282/182-11>
7. Ключник А. В. Формування і розвиток економічного потенціалу сільських територій України: монографія / Миколаїв. держ. аграр. ун-т. - Миколаїв : Дизайн та поліграфія, 2011. 467 с.
8. Режим доступу: <https://sekator.net/p629869985-pnevmosekator-felco-felko.html>.
9. Тавасієв, Р.М. Розробка засобів малої механізації [Текст] / Р.М. Тавасієв, Т.С. Козаїв. К.: Урожай, 1998. 58 с
10. Шомахов, Л.А., Ашхотов Е. Ю. Електричний гілкоріжучий агрегат для точкової обрізки плодкових дерев // Наука виробництву. Матеріалі НПК. Харків, 1996. С. 24-27.
11. Режим доступу: <https://www.agrieuro.co.uk/pruning-treatments-g-13.html>

12. Режим доступу: <https://motokv.com.ua/forte-mkb-65>
13. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. К.: Наукова думка, 2002. 652 с.
14. Романюк О.Д., Теліпко Л.П., Ракша С.В. Р69 Теоретична та прикладна механіка. Короткий курс /О.Д. Романюк, Л.П. Теліпко, С.В. Ракша. Кам'янське: ДДТУ, 2021. 282 с
15. Режим доступу: <https://naurok.com.ua/mehanizaciya-sadivnictva-160120.html>.
16. Williams, E.I., Appleton P.M. Fruit picking machines. - Headings AIF, №1320150, kl. 56...330 R, 1998.
17. Тавасієв, Р.М., Турієв О.І. Обґрунтування конструктивної схеми агрегату для обрізки гілок дерев. Харків: ДАУ, 1997. С. 36-42.
18. Режим доступу: <https://volna-dp.com.ua/ua/p1131400950-kultivator-benzinovyj-forte.html>.
19. Буренніков Ю.А, Немировський І.А, Козлов Л.Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Вінниця : ВНТУ, 2013. 273 с.
20. Тавасієв, Р.М. Математична модель гідравлічного ланцюга обрізувача гілок [Текст] / Р.М. Тавасієв, А.Б. Кудзаїв, О.І. Турієв //Аграрна наука. Харків., 2008, №9. С. 13-14.
21. О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко. Підручник дослідника. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. Кіровоград: 2016. 204 с.
22. Методика та організація наукових досліджень : Навч. посіб. / С. Е. Важинський, Т. І. Щербак. Суми: СумДПУ імені А.С. Макаренка, 2016. 260 с.
23. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін.; за ред. С.С. Яцуна. К.: Мета, 2003. 248 с.
24. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів: ЛДАУ, 1998. 264 с.

25. ДСТУ 4922:2008 Лісоматеріали та пилопродукція. Методи визначення вологості. 48 с.
26. ДСТУ ГОСТ 16483.0:2009 (ИСО 3129-75) Деревина. Загальні вимоги до фізико-механічних випробувань.
27. Режим доступу: <http://standart-m.com.ua/izmeritelnye-pribory/tverdomery/tverdomer-tsh-2?mova=uk>.
28. ДСТУ 3-37-4-94 Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки. [Чинний від 1995-07-01]. URL: <http://www.leonorm.com.ua/Default.php?Page=stlist&ObjId=895&CatId=4> (дата звернення: 10.04.2023).
29. Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. Тернопіль: Економічна думка, 2001. 61 с. URL: <http://dspace.tneu.edu.ua/bitstream/316497/477/1/expert.pdf> (дата звернення: 10.04.2023).
30. Шевчук Р. С., Крунич О. М. Економічна оцінка спеціалізованої сільськогосподарської техніки: методичні рекомендації Львівського ДСГІ. Львів: Львівський ДСГІ, 1994. 27 с.
31. Srivastava, A. K., C. E. Goering, and R. P. Rohrbach. 1996. Chapter 8: Hay and forage harvesting. In *Engineering Principle of Agricultural Machines*. 325- 406. St. Joseph, Mich.: ASAE.
32. Persson, S. 1987. *Mechanics of Cutting Plant Material*. St. Joseph, Mich.: ASAE.
33. Sitkei, G. 1986. Chapter 17: Cutting of agricultural materials. In *Mechanics of Agricultural Materials*. 439-457. Amsterdam, Elsevier.