

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ТА
БІОТЕХНОЛОГІ ІМЕНІ С.З.ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО
СЕРВІСУ ІМ. ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА**

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **„ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФЕРНОЇ МУФТИ
ПРИВОДУ ВІБРОЗБУРЮВАЧА КОЛИВАНЬ ТРОСОВОГО
СТРУШУВАЧА”**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-61

спеціальності 208. Агроінженерія
(шифр і назва)

Роман БИЧИК
(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Ярослав СЕМЕН
(прізвище та ініціали)

Рецензент: к.т.н., доц. Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)

Дубляни 2025

завдання

УДК 631.358:634.22

Роман Бичик. Дослідження параметрів демпферної муфти приводу вібророзбурювача коливань тросового струшувача. –Дипломна робота. Кафедра агроінженерії та технічного сервісу ім. Олександра Семковича. –Дубляни, Львівський НУВМБТ імені С.З. Гжицького, 2025.

62 с. текст. част., 15 рис., 3 табл., 29 джерел.

Проведено аналіз сучасного стану способів і засобів збирання плодів, на основі чого обґрунтовано необхідність внесення змін в існуючі технології та способи збирання плодів і конструктивного удосконалення елементів малогабаритного тросового струшувача позиційної дії.

Розроблена гіпотеза щодо роботоздатності малогабаритного плодознімального засобу під час позиціювання біля чотирьох дерев, проведені теоретичні дослідження взаємодії тросового струшувача з деревом. Отримані залежності для розрахунку основних параметрів та режимів роботи модернізованої конструкції малогабаритного агрегату.

Наведено методики та результати експериментальних досліджень на основі багатofакторних експериментів для встановлення оптимальних режимів роботи плодознімального агрегату, вал приводу вібророзбурювача якого приводиться в дію через демпферну муфту.

Розроблена карта умов праці на плодознімальному агрегаті та логіко-імітаційна модель процесу виникнення травм під час його технічного обслуговування.

Виконане економічне обґрунтування ефективності використання тросового струшувача під час збирання плодів з позиціюванням біля чотирьох дерев.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІЗ ОБ’ЄКТА ДОСЛІДЖЕНЬ.....	8
1.1. Існуючі способи та засоби для збирання плодів.....	8
1.2. Огляд з’єднувальних муфт.....	16
1.2.1 Муфти з неметалічними (гумовими) пружними елементами.....	16
1.2.2 Муфти з металевими (сталевими) елементами.....	20
Висновки.....	22
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ	
ТРОСОВОГО СТРУШУВАЧА З ШТАМБОМ ДЕРЕВА.....	24
2.1 Вибір конструкції муфти приводу віброзбурювача коливань.....	24
2.2. Дослідження моделі двомасової системи приводу	
віброзбурювача коливань	28
Висновки.....	34
3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	35
3.1. Мета і програма експериментальних досліджень.....	35
3.2. Передумови проведення дослідів.....	36
3.3. Методика визначення параметрів процесу збирання плодів.....	36
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	39
4.1. Параметри процесу знімання плодів.....	39
Висновки.....	41
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ.....	43
5.1 Складання карти умов праці під час механізованого	
збирання плодів.....	43
5.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм.....	52
5.3 Основні чинники негативного впливу на довкілля	
під час вирощування і збирання плодів.....	50
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ	
ПЛОДОЗНІМАЛЬНОГО ЗАСОБУ.....	52

	5
Висновки.....	56
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	60

ВСТУП

Вирішити проблему комплексної механізації та автоматизації всіх виробничих процесів під час вирощування і збирання плодових культур дозволяє застосування високопродуктивних машин та агрегатів. Але якщо операції з підготовки ґрунту й догляду за насадженнями вдається механізувати майже повністю, то проблемним залишається питання механізації збиральних робіт.

В технологічному процесі виробництва плодів на збирання врожаю припадає від 15 до 40% загальних затрат. Застосування збиральних машин дозволяє в залежності від умов і організації роботи підвищити продуктивність праці під час збирання в 3,7–12,6 рази, вивільнивши при цьому в середньому 50 чоловік в день під час використання однієї машини і знизити експлуатаційні затрати на 30–50% в порівнянні з ручним збиранням [6].

Разом з цим, створені й використовувані на сьогоднішній день машини для збирання й лінії для товарної обробки плодоовочевої продукції, машини та пристрої для обрізування крон плодових дерев [5, 12, 18] не відповідають вимогам ресурсозбереження, відзначаються досить низькою продуктивністю та обмеженими технологічними можливостями. Особливо дана проблема прослідковується під час збирання врожаю, а тому плодоовочева продукція після механізованого збирання годиться переважно для термінової реалізації у свіжому вигляді або технічної переробки.

Актуальність теми. Відомі плодозбиральні машини під час роботи можуть викликати пошкодження штамбів дерев у місцях передачі збурювальних зусиль, генерованих струшувачем і розподілених за площею контакту подушок захватів зі штамбом. Основна причина пошкоджень штамбів при механізованому збиранні – перевищення допустимих контактних тисків і дотичних зусиль на кору, що передаються через захват внаслідок виникнення пікових навантажень, згенерованих віброзбурювачем коливань, привідний вал якого з'єднаний з валом гідродвигуном ланцюговою муфтою.

У зв'язку з цим актуальним є дослідження, спрямоване на розробку і створення нових пристосувань для плавної передачі крутного моменту від

привідного вала гідродвигуна до вала віброзбурювача коливань, здатних згладжувати та демпфірувати пікові навантаження, що передаються штамбам дерев (особливо під час вмикання гідроприводу), забезпечуючи при цьому зусилля, необхідні для високопродуктивного знімання врожаю плодових культур без надмірного пошкодження кори дерева.

Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення ефективності роботи плодозімального засобу шляхом адаптації привідних елементів віброзбурювача коливань струшувача до розмірних показників дерев, є актуальними.

Мета досліджень: підвищення ефективності процесу збирання плодів завдяки зниженню пошкодження кори плодових дерев та обґрунтуванню параметрів демпферної муфти приводу віброзбурювача коливань струшувача.

Задачі дослідження:

1. Провести огляд патентно-інформаційних джерел з питань механізованого збирання плодів та приводів виконавчих механізмів струшувачів;
2. Провести теоретичні дослідження взаємодії тросового струшувача з деревом та обґрунтувати тип демпферної муфти приводу його віброзбурювача коливань;
3. Розробити карту умов праці під час механізованого збирання плодів;
4. Провести експериментальні дослідження запропонованої конструкції струшувача з використанням лабораторно-польової установки;
5. Визначити економічну оцінку ефективності використання тросового струшувача.

Об'єкт дослідження – з'єднувальні муфти виконавчих механізмів плодозімальних машин і технологічний процес взаємодії струшувача зі штамбом дерева під час віброударного знімання плодів.

Предмет дослідження – закономірності зміни показників ефективності знімання плодів від параметрів і режимів роботи віброзбурювача коливань тросового віброударного струшувача.

1 АНАЛІЗ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Існуючі способи та засоби для збирання плодів

Плоди збирають вручну з використанням дрібного допоміжного реманенту, напівмеханізовано (ручну працю на окремих (допоміжних) операціях механізовано) та механізовано із застосуванням плодозбиральних агрегатів [5, 6, 12, 18]

При ручному зборі плоди накопичуються у спеціальних ємностях для збору або зняття плодів. У цьому випадку усі етапи робіт відбуваються завдяки фізичній силі працівників, які використовують ручний інвентар (драбини, спеціальні столики та підставки, відра, кошики, мішки для збору, візки), а також пристрої для знімання плодів тощо. Однак, ефективність праці збиральників залишається досить низькою, що спричиняє потребу у значній кількості персоналу, особливо у пік збирального сезону.

На ручному способі також ґрунтується потокова технологія збирання та перевезення плодів, розроблена Українським науково-дослідним інститутом садівництва [14]. Суть цієї технології така: бригада з 20-30 осіб, забезпечена тарою для збору, вручну зриває плоди з дерев та складає їх у власні ємності. Після наповнення, плоди пересипаються у контейнери, що розміщені на спеціальній машині для транспортування контейнерів ВУК-3 (рисунок 1.1), яка агрегатується з тракторами класів 0,9 або 1,4. Контейнерові-віброущільнювач ВУК-3 призначений для завантаження та перевезення контейнерів з урожаєм. Він випускається у трьох модифікаціях: базова – з механізмом підйому та вібростолом; модифікація 01 – лише з механізмом підйому, але без вібростолу; модель 02 – без механізму підйому та без вібростолу [2, 14].

У процесі роботи, агрегат стає поруч із контейнером, наповненим плодами. За допомогою стріли підйомника та спеціального захвату контейнер встановлюється на вібромайданчик. Активується механізм фіксації контейнера та вібратор на час близько 10-15 секунд. За цей проміжок часу плоди

ушільнюються. Після цього контейнер доповнюють плодами і переміщують на конвеєр з роликами. Цей порядок дій повторюється до моменту повного завантаження агрегату (містить вісім контейнерів).

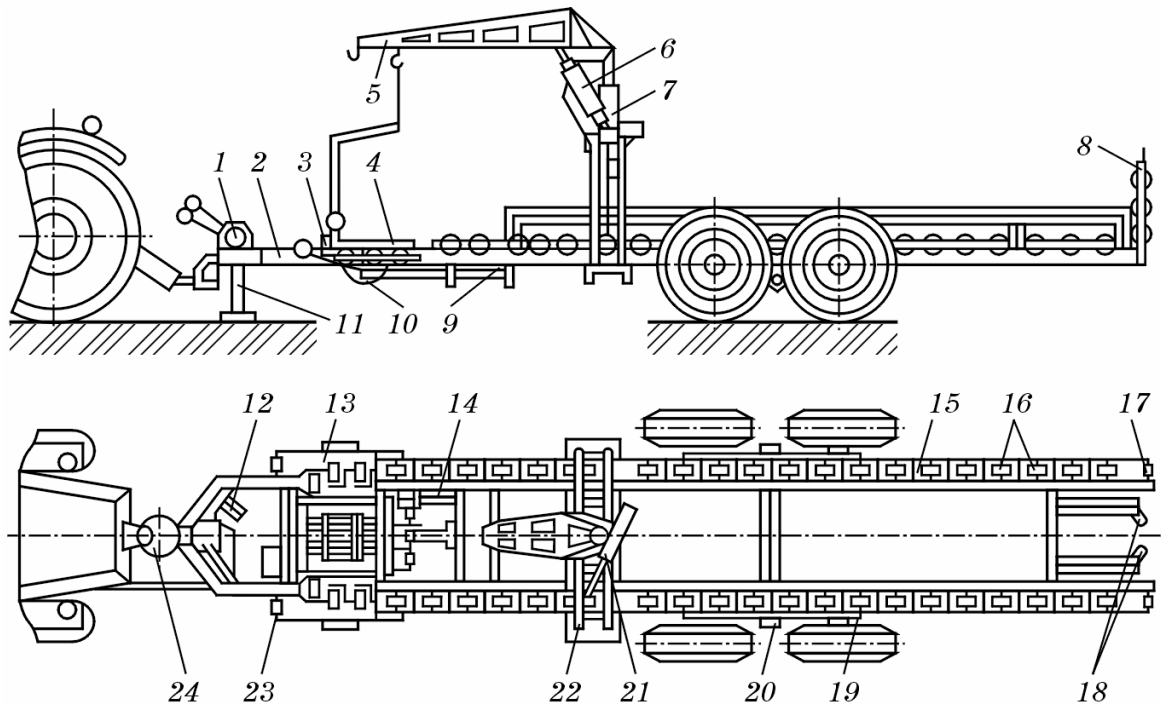


Рисунок 1.1 – Схема агрегату ВУК-3:

1 – гідророзподільник; 2 – рама; 3 – механізм зсування контейнерів; 4 – захоплювач навантажувача; 5 – стріла навантажувача; 6, 9 і 22 – гідроциліндри; 7 – поворотна колонка; 8 і 17 – упори; 10 – вібратор; 11 – опорний стояк; 12 – головний циліндр гальм; 13 – вібромайданчик; 14 – циліндр затискача контейнера; 15 і 19 – правий і лівий балансири коліс; 16 – ролики; 18 – покажчики поворотів; 20 – вісь; 21 – рейкова передача; 23 – затискачі; 24 – причіпна скоба.

Попри те, що у цьому випадку задіяний механізований комплекс (трактор, зчеплений із причепом-контейнеровозом), увесь основний робочий процес, а також виконувані допоміжні операції, вимагають зусиль фізичної праці працівників.

Упровадження часткової механізації у процеси збору врожаю передбачає використання різноманітного обладнання для виконання хоча б однієї головної чи допоміжної дії, тоді як саме відділення плодів від дерева здійсню-

ється вручну. Для втілення цього підходу, із застосуванням ящиків чи контейнерів, існують дві концепції: за першою, збірні ємності розміщують у міжряддях саду, і після наповнення їх переміщують до місця зберігання чи реалізації; друга – конвеєрна – передбачає, що тара (контейнери або ящики) інсталиється на спеціалізованих машинах, що пересуваються між рядами. Частина робітників збирає опалі фрукти та поміщає їх в окрему ємність, а інші зривають плоди з крон і складають у змінні ящики чи контейнери. Наповнені контейнери відвозять до сховища, а на їхнє місце одразу виставляють порожні [2, 6, 14, 18].

Плоди, що легко псуються і призначені для тривалого зберігання або продажу у свіжому вигляді, збирають за допомогою підйомних механізмів (вишок або платформ), обладнаних платформами для роботи з різною кількістю людей, гідравлікою для підйому, а також системами для одночасного завантаження та розвантаження тари під час збирання [14].

Плодозбиральна платформа ПОС-0,5 утворена нижчою секцією причепа-контейнеровоза типу ПК-4, до якого додано уловлювач 5 (рисунок 1.2) та два висувні трапи 10, що мають захисні огорожі (перила) 7 [2].

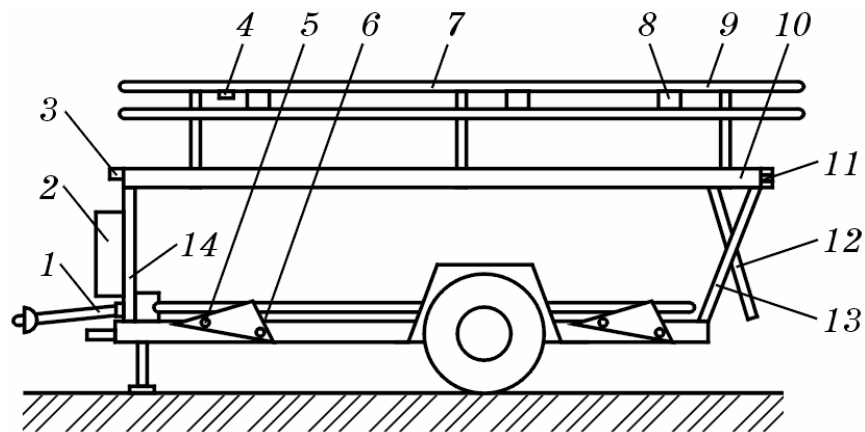


Рисунок 1.2 – Плодозбиральна платформа ПОС-0,5:

1 – карданний вал; 2 – компресорна станція; 3 – гідравлічний розподільник; 4 – кран керування; 5 – уловлювач; 6 – причіп-контейнеровіз; 7 – перила; 8 – ящики для секаторів; 9 – пневматичний секатор; 10 – розсувні трапи; 11 – передня опора; 12 – драбина; 13 – задня опора; 14 – гідроциліндр.

Обидві складові частини агрегату з'єднані між собою за допомогою передньої 11 та задньої 13 опорних точок. Для підйому на робочі трапи та спуску з них використовується драбина 12. Розсування робочих трапів здійснюється завдяки гідравлічним циліндрам 14, які встановлені на верхній та задній опорах.

Збиральники, перебуваючи на трапах 10, збирають урожай з верхніх ярусів фруктових дерев до спеціальних мішків, з яких плоди переміщують у контейнери. Збиральники, працюючи безпосередньо з землі, знімають плоди з нижніх гілок крони. Заповнені мішки з нижньої зони обробки перевантажуються у контейнери, розташовані на нижньому майданчику платформи. Повністю заповнені ящики з нижньої площадки подаються на ланцюговий транспортер та розвантажуються на ґрунт.

Збиральники, перебуваючи на трапах 10, збирають урожай з верхніх ярусів фруктових дерев до спеціальних мішків, з яких плоди переміщують у контейнери. Збиральники, працюючи безпосередньо з землі, знімають плоди з нижніх гілок крони. Заповнені мішки з нижньої зони обробки перевантажуються у контейнери, розташовані на нижньому майданчику платформи. Повністю заповнені ящики з нижньої площадки подаються на ланцюговий транспортер та розвантажуються на землю.

Частково механізований збір плодів може бути забезпечений іншим варіантом – плодовим збиральним агрегатом, створеним на основі трактора 3 (рисунк 1.3), вібраційного тросового струшувача 2 та уловлювачів 1 плодів. Цей агрегат послідовно обробляє дерева у двох сусідніх рядах, збираючи плоди на полотнах-уловлювачах, після чого зібраний врожай вручну перекладається у тару, розташовану між рядами саду [2, 6, 14, 18].

На базі тросового струшувача також сформовано уніфікований комбінований збирально-транспортний агрегат для потокового збору яблук, котрий виконує операції зняття, уловлювання, завантаження у тару, ущільнення та перевезення плодів. Комплектація цього агрегату включає трактор 4 (рисунк 1.4) класу 1,4, струшувач 2 та напівпричіп-контейнеровоз ВУК-3-02 1.

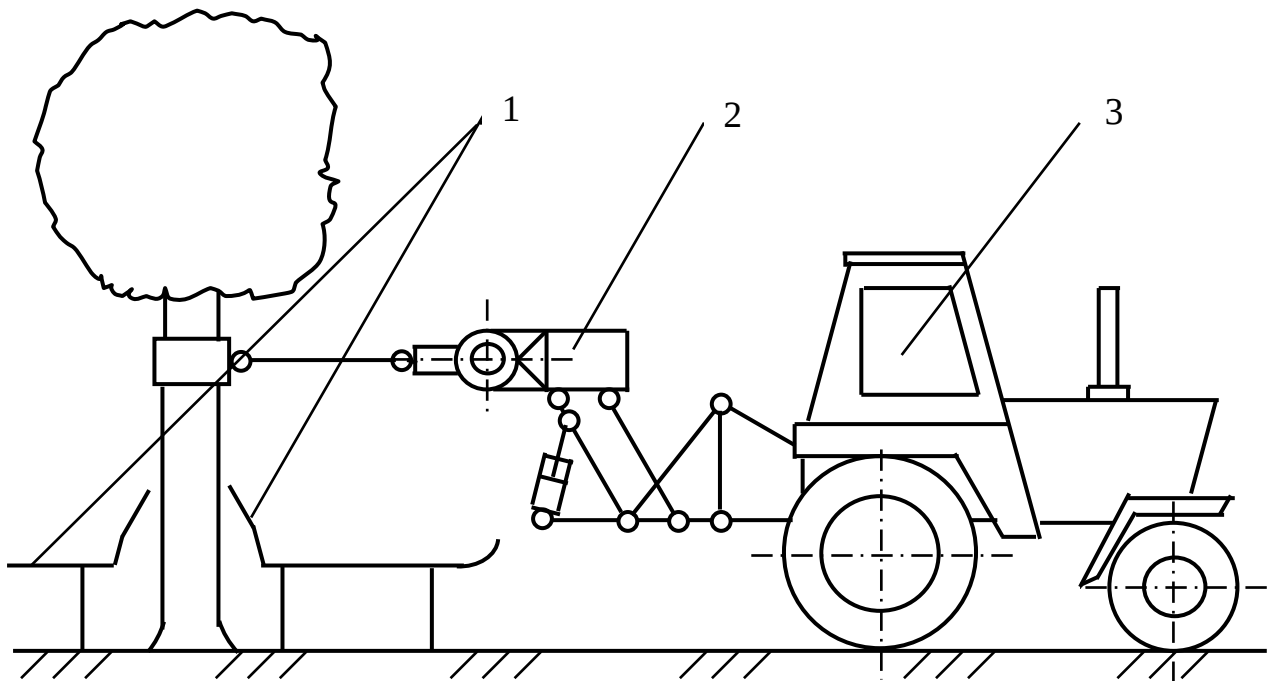


Рисунок 1.3 – Схема тросового плодозбирального агрегату:

1 – переносні уловлювачі; 2 – тросовий струшувач; 3 – енергетичний засіб.

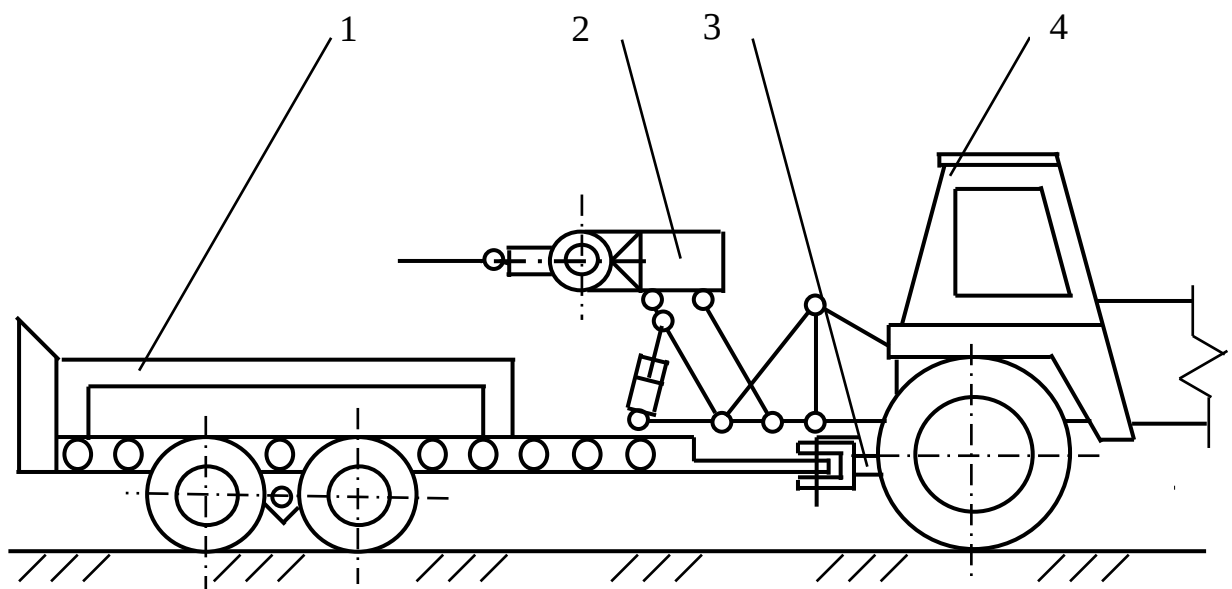


Рисунок 1.4 – Схема комбінованого агрегату для збирання
і транспортування плодів:

1 – напівпричіп-контейнеровоз; 2 – тросовий струшувач; 3 – причіпний механізм; 4 – енергетичний засіб.

Тросовий струшувач слугує лише засобом механізованого знімання плодів, які спочатку нагромаджуються на ручних переносних уловлювальних полотнах, а потім вручну перевантажуються у контейнери, які містяться на платформі контейнеровоза [5, 14, 18, 22, 24].

Механізований метод збору передбачає одночасне отримання врожаю з усього об'єму крони дерев і реалізується за допомогою двох технологічних підходів – однофазного (потокowego) та двофазного (роздільного). Під час застосування однофазної технології використовується техніка для збору плодів, яка виконує увесь комплекс робіт за один прохід. У двофазній же технології перший етап полягає у зборі та нагромадженні плодів або на спеціальних поверхнях для прийому, або безпосередньо на ґрунті до повного збору врожаю з дерева. Другий етап передбачає переміщення зібраного врожаю у транспортну тару за допомогою спеціалізованих машин або вручну [14].

Механізовано збирають плоди за допомогою серійних машин (комбайнів): ВУМ-15, МПУ-1, ВУМ-15А, КПУ-2, МПУ-1А, КПУ-2А [2, 5, 6, 12, 18].

Машини позиційної дії ВУМ-15 призначені для збору вишень та ін. кісточкових плодів із низькорослих дерев, діаметр штаблів яких не перевищує 150мм, для подальшої технічної переробки (реалізації у свіжому вигляді).

До основних вузлів машини ВУМ-15А відноситься задня рама 9 (рисунок 1.5) та рухома передня рама 8, струшувач штаббового типу 3, виносна конвеєрна лінія для плодів 4, навісний пристрій для уловлювання 2, що розкривається під кроною дерева, та уловлювач, який намотується на барабан 5 [2, 6].

Агрегат МПУ-1А являє собою самохідну установку, що використовує силову установку, трансмісію, кабіну оператора та передній міст від шасі самохідного типу Т-16М. Він оснащений рамою, пристроєм для струшування штаблів, поздовжніми та поперечними транспортерами, навісним та розкритим пристроями для уловлювання, екраном, маніпулятором, вентилятором, зоною для розміщення ємностей, насосною установкою, гідравлічною системою та механізмом передачі крутного моменту.

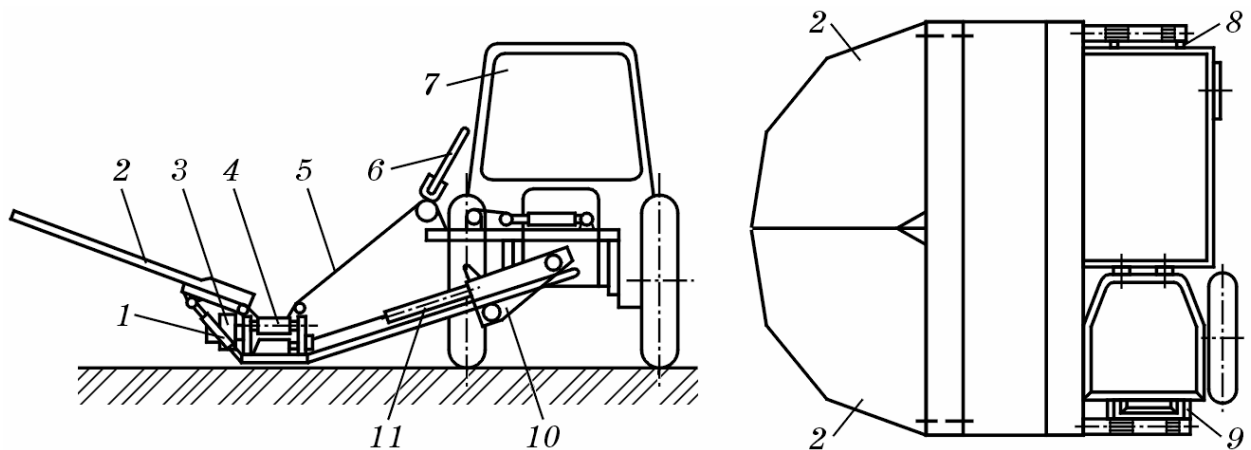


Рисунок 1.5 – Схема плодозбиральної машини ВУМ-15А:

1 – гідроциліндр для розкривання та закривання начіпного уловлювача; 2 – уловлювач; 3 – штаббовий струшувач; 4 – поздовжній конвеєр; 5 – частина уловлювача, що намотується на барабан; 6 – екран; 7 – самохідне шасі Т-16М; 8 – передня рама; 9 – задня рама; 10 – блок роликів; 11 – напрямна.

Комбайни КПУ-2, КПУ-2А також використовуються для збирання плодів зерняткових, кісточкових та горіхоплідних порід, зібраних як з низькорослих, так і з високих дерев, діаметр стовбура яких не перевищує 300мм. Ці комбайни складаються з двох модулів, інтегрованих на базі шасі Т-16М, які за один цикл роботи знімають урожай та фасують його у контейнери, встановлені на платформі комбайна. Доцільність застосування цієї техніки проявляється у садах із міжряддями шириною не менше 5 метрів [5].

Тросовий струшувач плодів складається з рами 11 (рисунок 1.6), на якій через паралелограмний механізм 10 та кронштейни 9 закріплено робочу платформу 7. На платформі розміщено пристрій для генерації вібрацій, який через трос 17 та петлю-зазват 18 з'єднаний зі стовбуром дерева. Віброзбурювач включає ексцентриковий та ударний вузли, ключові частини яких – це корпус циліндра 16 з внутрішніми обмежувачами 3 та обойма 14, жорстко закріплені одне з одним.

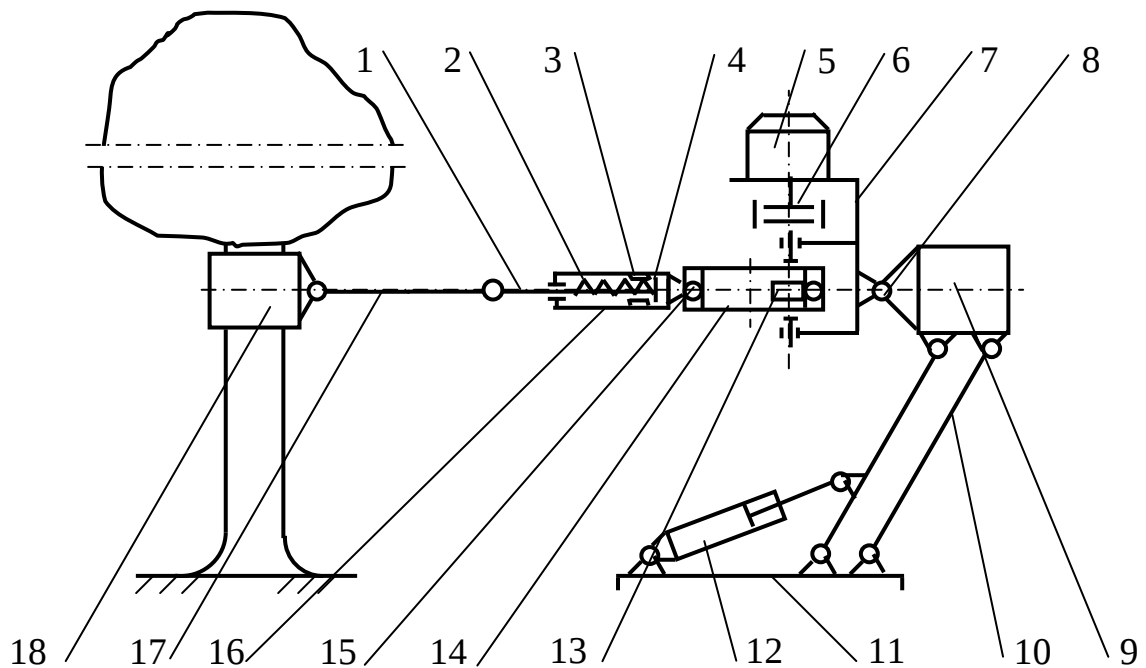


Рисунок 1.6 – Схема трасового струшувача плодів:

1 – шток; 2 – пружина; 3 – упор; 4 – поршень; 5 – гідродвигун; 6 – ланцюгова муфта; 7 – платформа; 8 – вісь; 9 – скоба; 10 – паралелограмний механізм; 11 – остов; 12 – гідроциліндр; 13 – ексцентрик; 14 – обойма; 15 – підшипник; 16 – циліндр; 17 – трос; 18 – петля-захват.

У порожнині циліндра 16 пристрій для створення коливань переміщує поршень 4, з'єднаний зі штоком 1, долаючи опір стиску пружини 2. Хід поршня 4 обмежується завдяки регульованим упорам 3. Обойма 14 обертається на кульковому підшипнику 15 та ексцентрику 13, чий приводний вал через муфту 6, що може бути ланцюговою (або демпферною), сполучений із гідродвигуном 5. Платформа вібраційного пристрою здатна вільно повертатися у горизонтальній площині на осі 8 відносно скоби 9 у межах кута, що не перевищує 270 градусів [18, 24, 27].

Аби зібрати врожай, трактор потужністю 1,4 класу, обладнаний струшувачем, зупиняють приблизно посередині між рядами рослин так, щоб його поворотна платформа 7 знаходилась приблизно навпроти центрального провідника дерева, яке треба струсити. Під час точного встановлення скоба 9 піднімається чи опускається за допомогою виносного гідроциліндра роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора на висоту, яка уможливорює обхват

дерева, після чого на його центральний провідник накидається петля-захват 18. Далі, гідроциліндром 16 здійснюють попередній натяг троса 17, враховуючи діаметр стовбура та висоту, на яку буде прикладена сила для створення коливань.

Активують гідродвигун 5 шляхом переведення важеля розподільника роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора у робоче положення, і він через муфту 6 запускає ексцентриковий механізм вібраційного пристрою. Цей механізм перетворює обертання вала гідродвигуна 5 у зворотно-поступальний рух поршня 4, який рухається в порожнистому циліндрі 16, долаючи опір пружини 2. Після того, як поршень 4 упреться в упори 3, коливальний (вібраційний) рух та ударний імпульс передаються на плодове дерево через трос 17 та петлю-захват 18. При подальшому обертанні ексцентрика 13 відхилення центрального провідника (стовбура) дерева досягає максимальної амплітуди, що прямо залежить від ексцентриситету приводного ексцентрика. Завдяки силам пружності дерево повертається назад у вихідне положення, після чого процес повторюється. Загальна тривалість збирання плодів з одного дерева триває близько 7–10 секунд [21, 22].

1.2 Огляд з'єднувальних муфт

1.2.1 Муфти з неметалічними (гумовими) пружними елементами

Муфти, в яких використовуються гумові пружні елементи, є простішими у виробництві, ніж ті, що мають сталеві елементи. Проте термін служби гумових пружних складових є меншим, ніж у сталевих. Через структурні зміни, які підсилюються зовнішнім впливом, гума поступово змінює свої властивості щодо пружності.

Для передачі крутних моментів невеликої чи середньої величини переважно застосовують муфти з гумовими пружними елементами.

Муфти можуть мати багато окремих пружних елементів (рисунк 1.7, *a-d*) або один суцільний пружний елемент (рисунк 1.7, *e-n*) [23].

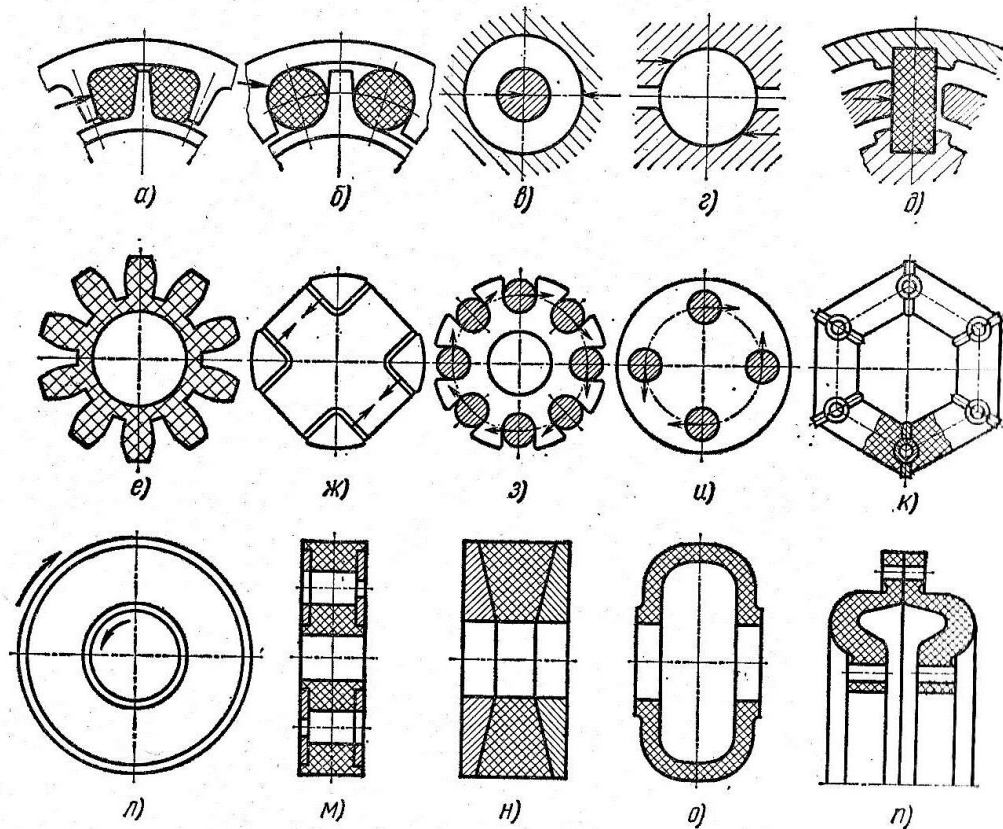


Рисунок 1.7 – Схеми гумових пружних елементів

Окремі пружні складові сприймають навантаження стиску (див. рисунок 1.7, а, б, в), стиску разом із зсувом (див. рисунок 1.7, г), а також згинальне навантаження (див. рисунок 1.7, д). У той час як загальні пружні елементи працюють на стиск (див. рисунок 1.7, е), стиск та розтяг (див. рисунок 1.7, к), складний опір (див. рисунок 1.7, ж-и), крутильний зсув (див. рисунок 1.7, л), кручення (див. рисунок 1.7, н), а також комбінацію кручення та крутильного зсуву (див. рисунок 1.7, о, п).

Муфти, де пружні елементи працюють винятково на стиск, здобули найширше використання. Це зумовлено переважно тим, що не потрібно приклеювати гуму до металу, заміна пружних елементів є простою, і є можливість виготовлення цих елементів із звичайної листової гуми. Однак, слід зазначити, що вони вирізняються доволі високою жорсткістю.

У втулково-пальцевих муфтах типу МУВП передача крутного моменту здійснюється через пальці, на яких розміщені пружні елементи у вигляді кілець трапецієподібного перерізу, чи гофрованих втулок (рисунок 1.8).

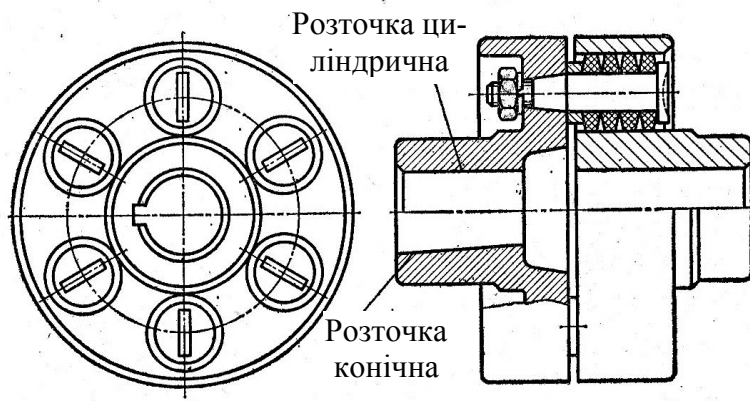


Рисунок 1.8 – Втулково-пальцева муфта

Пружні елементи зазнають нерівномірного стискання. Їхня форма була обрана з метою підвищення пружності та певного вирівнювання діючих напружень. Пальці фіксуються своїми конічними кінцями в одній

із напівмуфт, а в іншу входять циліндричними отворами. Кількість пальців варіюється від 4 до 10, залежно від розміру муфти.

Муфта з гумовою "зірочкою" складається з двох напівмуфт фланцевого типу, кожна з яких має три або чотири торцеві виступи (куркульки). Ці куркульки заходять у відповідні заглиблення проміжного елемента – зірочки, яка слугує пружним елементом і виготовляється з гуми. Зубці зірочки працюють на стис; доцільно надавати їм випуклої форми. При передачі моменту у певному напрямку залучена лише половина зубців зірочки. Здатність до компенсації у таких муфт обмежена. Припустимі тиски становлять від 20 кгс/см² за швидкості обертання $n = 1750$ об/хв до 70-100 кгс/см² за $n = 100$ об/хв. [23].

У муфті, представлений на рисунку 1.7, к, де пружний елемент – це армоване гумове кільце, що кріпиться болтами до напівмуфт, постійно задіяний весь об'єм пружного елемента (через один болт). Цей тип муфти успішно використовується в автомобільній техніці.

Муфти з гумовою зірочкою квадратної форми типу Джубамак (див. рисунок 1.7, ж) мають більшу частку робочого об'єму гуми, що забезпечує їм вищу енергоємність.

Муфти з гумовими сухарями відрізняються від попередніх тим, що пружні елементи виконані не як зубці зірочки, а як окремі сухарі (див. рисунок 1.7, а).

Напівмуфти можуть мати торцеві або радіальні зубці. Сухарі мають бути спроможними до вільної деформації у будь-якому поперечному напрямку.

Інакше вони стануть практично абсолютно жорсткими, оскільки гума при стисканні з усіх боків майже не змінює свого об'єму (коефіцієнт Пуассона наближається до 0,5). Обмеження простору для бічного розширення гуми дозволяє досягти нелінійної (переривчастої) характеристики муфти або навіть обмежити кут її закручування.

Муфти з сухарями застосовуються для передачі відносно великих крутних моментів (здатні передавати потужність до 1300 кВт за 100 об/хв). Якщо потрібна виражена нелінійна характеристика для передачі малих моментів, сухарі можна замінити кульками (див. рисунок 1.7, б), які встановлюються у спеціальні гнізда.

Муфти, пружні елементи яких працюють на кручення та зсув, можна вважати більш досконалими, і вони набули значного поширення за кордоном.

Муфти з конічним диском, що працює на кручення, конструюються як дві ідентичні фланцеві напівмуфти з конічними робочими поверхнями, до яких прикріплюється гумовий диск або кільце.

Це рішення гарантує рівномірний розподіл напруження кручення по всьому об'єму пружного елемента, забезпечуючи таким чином максимально можливу енергоємність муфти. Муфта має помірно невеликі габарити. Мінусами є потреба в осьовому зсуві одного з валів під час монтажу та обмеженість здатності компенсувати неспіввісність валів.

Муфта з пружною тороподібною оболонкою складається з двох напівмуфт, самої пружної оболонки та двох кілець, що її затискають. Оболонка, як правило, армована кордом. На швидкохідних муфтах оболонку виконують суцільною, а в інших випадках – з надрізом або, рідше, з кількох пружних хомутів з ідентичним перерізом для полегшення монтажу. Цю муфту можна розглядати як різновид пружного шарніра Гука.

Серед переваг муфти: здатність компенсувати значні похибки монтажу валів; легкість встановлення, демонтажу та заміни пружного елемента. Максимально допустимі зсуви осей валів, що компенсуються, залежать від розміру муфти: радіальні зміщення становлять 1-5мм, осьові – 2-6мм, а кутові –

1,5-2град. Існує можливість виготовлення муфт для максимальних кутів закручування у діапазоні 5-30град.

1.2.2 Муфти з металевими (сталевими) елементами

Ці муфти відзначаються довшим терміном служби пружних елементів порівняно з муфтами, що використовують неметалеві складові. Однак вони є більш дорогими. Основне їхнє призначення – передача великих крутних моментів.

З огляду на високий модуль пружності сталі, пружні елементи конструюють з тонких пластин або дроту значної протяжності. Матеріал пружних елементів тут працює на кручення та згин, тобто в умовах напруження, які забезпечують достатні пружні деформації та необхідну енергоємність муфти.

Муфти з металевими пружними елементами, що зазнають згинального навантаження, зазвичай мають нелінійні робочі характеристики. Цього досягають шляхом відповідного формування профілю опорних поверхонь пружних елементів. Наприклад, у муфтах, що використовують пакети гільзованих пружин, ці пружини розміщують у напівкруглих виїмках напівмуфт. Крім того, можуть використовуватися гільзи з прорізами або гільзи у формі спіральної стрічкової пружини, що забезпечує потрібну податливість.

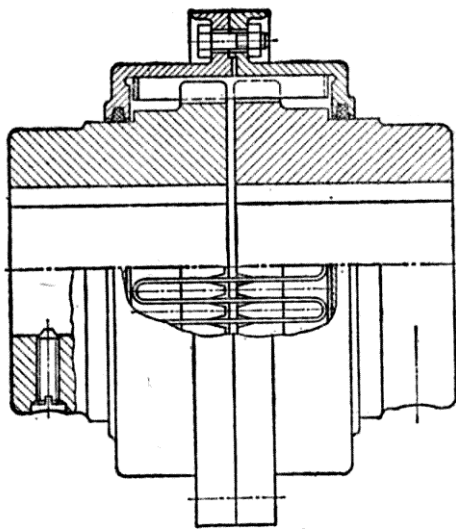


Рисунок 1.9—Муфта зі змієподібною пружиною

Муфти складаються з двох частин муфт із зубами специфічної форми, які охоплені пружною стрічкою зигзагоподібної форми (рисунок 1.9). Передавані навантаження розподіляються по багатьох витках пружини, що дає змогу виготовляти муфти малих габаритів з належною еластичністю.

Робочі поверхні зубців окреслюються дугами кіл, проведених із центрів, які зазвичай розміщують у площині зовнішніх граней

зубців. Зі зростанням моменту, що передається муфтою, пружина щільно облягає зуби, а точки контакту пружини із зубцями обох напівмуфт зближуються. Завдяки цьому зростає жорсткість та вантажопідйомність муфти. Ця муфта є найбільш досконалою серед муфт з металевим пружним елементом.

Під час роботи конструкція муфти має бути такою, щоб при максимальному робочому навантаженні зуби не контактували лише своїми ребрами. У стаціонарних механізмах, де немає ризику коливань, використовують муфти з постійною жорсткістю та простою геометрією зубців. Пружина є найважливішим компонентом муфти, тому у великих муфтах застосовують пружини, розташовані у 2-3 ряди по висоті зубців.

Муфти з пакетами листових пружин мають характеристику, яка може бути лінійною або нелінійною; вони призначені для передачі значних крутних моментів і, маючи досить високу здатність до компенсації, можуть функціонувати у широкому температурному діапазоні. Водночас, подібні муфти мають доволі складну конструкцію та потребують постійного нагляду під час експлуатації.

Муфти зі спіральними пружинами здобули досить широке застосування, особливо у важкому машинобудуванні. Їх відмінними рисами є висока надійність роботи та компактні розміри, проте вони також потребують регулярного контролю.

У сучасному машинобудуванні особливе місце посідають демпферні муфти з нееластичними, переважно гумовими, пружними елементами. Вони мають просту будову, невисоку вартість виготовлення, не потребують постійного обслуговування, а також демонструють гарні електроізоляційні та здатність до компенсації й гасіння коливань. Зазначені муфти найчастіше застосовують для передачі невеликих чи середніх крутних моментів, що зумовлено порівняно низькою пружністю їхніх гумових частин.

Найбільш простими конструктивно є муфти з гумовою "зірочкою", виступи якої розташовані між кулачками металевих (чавунних або сталевих) напівмуфт і працюють на стиск під впливом крутного моменту. Використо-

вують такі муфти у вузлах, робочий режим яких характеризується невеликими навантаженнями.

Муфти типу "пальцевих" з еластичним диском, як-от "Страфлекс" та "Юбофлекс" (Франція), "Мегіфлекс", "Доппельфлекс" (Німеччина), вирізняються високою пружністю на скручування. Кожна з цих конструкцій має свої особливості, але спільним для них є те, що в процесі експлуатації вони не вимагають особливого догляду та передбачають легку заміну пружного елемента. Збільшення терміну служби таких муфт досягається за рахунок армування отворів під пальці, а несуча здатність дисків підвищується вулканізацією армованих деталей.

На противагу цьому, у муфті "Кардафлекс" (Франція) напівмуфти з'єднані гумово-металевим пружним елементом: він складається із зовнішнього фасонного металевого корпусу та внутрішньої трикутної металевої частини, до якої привулканізовано гуму в трьох секторах. Під дією крутного моменту гума працює на зсув та стиск, що дозволяє передавати значні навантаження при малій жорсткості на скручування, а наявність попередньо вулканізованої гуми виключає тертя між її частинами.

Муфти з тороподібним пружним елементом мають гумово-кордну оболонку, термін служби якої у декілька разів перевищує гумову. Муфти цього типу характеризуються високими компенсаційними властивостями, здатністю знижувати динамічні навантаження завдяки низькій жорсткості на скручування. Водночас вони мають збільшені діаметри та спричиняють осьові навантаження на опори валів через дію відцентрових сил на пружний елемент.

Висновки

1. Під час знімання плодів з багаторічних насаджень за механізованого способу переважно використовуються агрегати позиційної дії, струшувачі яких можуть працювати у вібраційному, ударному або віброударному режимах, забезпечуючи агротехнічно-необхідну повноту знімання врожаю.

2. В часі взаємодії захватів плодозбиральних машин з штамбами дерев, їм передаються згенеровані струшувачами зусилля, які разом з крутними і згинальними моментами можуть викликати зминання, зсув або сколювання кори.

3. Для захисту кори плодових дерев від пошкоджень доцільно у приводних і передавальних механізмах віброзбурювачів коливань застосовувати демпферні муфти змінної (нелінійної) жорсткості, які дозволяють згладжувати пікові навантаження елементів гідроприводу й запобігати передачі надмірних зусиль до штамба плодового дерева.

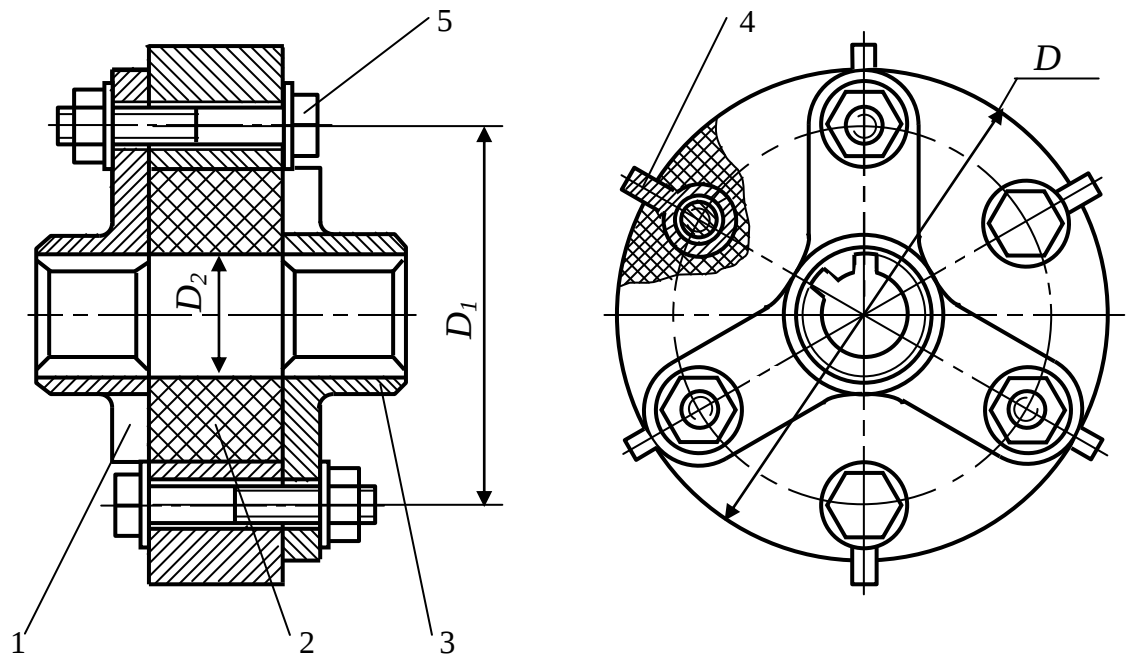
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ТРОСОВОГО СТРУШУВАЧА З ШТАМБОМ ДЕРЕВА

2.1 Вибір конструкції муфти приводу віброзбурювача коливань

Пружні муфти здатні характеризуватися як сталою (лінійною), так і змінною (нелінійною) пружністю. Пружність нелінійної муфти наростає зі збільшенням її деформації. Саме через це при незначних навантаженнях м'які нелінійні муфти функціонують в одному режимі, а зі зростанням робочих навантажень набувають більш жорсткої характеристики. На такій основі, у віброструшувача тросового типу, що має демпферну муфту у приводі механізму, що створює коливання, власна частота системи змінюється пропорційно до прикладених навантажень – критична частота обертання валу гідродвигуна також зростає, що є суттєвим фактором для забезпечення заданої агротехнікою частоти вібрацій плодових дерев.

Демпферна муфта має переваги під час виведення системи «струшувач – дерево» зі стану спокою (запуск гідроприводу) та її припинення (вимкнення гідроприводу). Перша згадана фаза роботи системи вирізняється значним моментом опору струшуванню $M_{стр}$, який мусить бути подоланий крутним моментом на валу гідродвигуна $M_{зд}$, створюваним силовим потоком робочої рідини. Після зупинки гідроприводу (коли важіль керування золотником переводиться у середнє положення) вал гідродвигуна припиняє обертання. У цю мить на нього впливають усі інерційні обертові та поступальні маси складових агрегату, що створює коливання, та самого дерева. Завдяки наявності демпферної муфти пом'якшуються можливі гідравлічні удари і згладжуються максимальні (пікові) навантаження на елементах гідроприводу.

Здійснений у першому розділі дипломної роботи аналіз існуючих конструкцій демпферних зчеплень дозволяє зробити висновок, що для приводу валу ексцентрикового механізму віброзбурювача коливань доцільно застосувати муфту з двома металевими напівмуфтами (хрестовинами) 3 (рисунок 2.1), скріплених болтами 5, а між ними розміщується пружний елемент 2.



а)



б)

Рисунок 2.1 Демпферна муфта

а) схема: 1, 3 – хрестовини; 2 – гумове кільце; 4 – металеві фігурні втулки; 5 – болтове з'єднання; б) загальний вигляд.

В процесі знімання плодів вмикається живлення гідродвигуна й крутний момент через демпферну муфту передається до віброзбурювача коли-

вань, де генеруються віброударні імпульси, які через гнучкий елемент та петлю-захват передаються штамбу дерева. Завдяки властивостям гумової частини муфти, що поєднують пружність і здатність до гасіння коливань, тиск у магістралі подачі рідини гідроприводу нарастає не одразу, а розподіляється у часі, гармонуючи з тим, як працює струшувач у режимі ударної (віброударної) дії [22, 27, 28].

Найбільше навантаження, що виникає у неармованому диску, оснащеному шістьма виступами (пальцями), можна обчислити за такою формулою:

$$\sigma = \frac{M_{кр} A_{\sigma}}{4bhD_1}, \quad (2.1)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу гідродвигуна;

A_{σ} – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від співвідношення d_n / b ;

d_n – діаметр отвору в диску муфти під палець;

$b = (D - D_2)/2$ h – відповідно, ширина і висота перерізу кільцевого диску,
(див. рисунок 2.1);

D_1 – діаметр розміщення пальців муфти;

D_2 – внутрішній діаметр диска.

Найменші напруження фіксуються, коли співвідношення d_n / b лежить в межах 0,30-0,35. У випадку, коли диск виготовлено з дотриманням цієї пропорції, максимальне напруження розтягу буде дорівнювати

$$\sigma = \frac{2.75M_{кр}}{bhD_1}. \quad (2.2)$$

При цьому крутильна жорсткість демпферної муфти становить

$$C = \frac{3\pi EhD_1^2}{4A_0}, \quad (2.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу, з якого виготовлений диск;

A_0 – безрозмірний коефіцієнт.

Найбільше напруження, яке виникає в гумово-металевих дисках муфти, викликані дією крутного моменту становить:

$$\sigma = \frac{M_{кр} A_{\delta}}{khR^2}, \quad (2.4)$$

де A_{δ} – безрозмірний коефіцієнт;

k – кількість пальців на одній напівмуфті;

R – радіус розміщення пальців муфти.

Розрахунок крутильної жорсткості для цього типу демпферного з'єднання (муфти) здійснюється з використанням такої розрахункової формули

$$C = A_c k E h R^2, \quad (2.5)$$

де A_c – безрозмірний коефіцієнт.

Величину напружень, що виникають у дисках, розраховують, ґрунтуючись на співвідношенні, яке впливає з умови залежності від кута перекосу валів, тобто

$$\sigma = \frac{3Eh\gamma}{R\varphi_0^2}. \quad (2.6)$$

Кутова жорсткість демпферної муфти приводу вібробурювача коливань тросового струшувача можна наближено визначити з умови

$$C_y \approx \frac{1.15Ebh^3k}{R\varphi_0^3}. \quad (2.7)$$

Припустивши, що обидві половини муфти будуть закріплені на валах настільки туго, що унеможливилося їхній осьовий зсув, осьова жорсткість демпферного з'єднання визначатимемо з виразу

$$C_{\delta} \approx \frac{2.15Ebh^3k}{(R\varphi_0)^3}. \quad (2.8)$$

Отже, запропонована демпферна муфта, яка оснащена шістьма пальцями, має такі характеристики: жорсткість на кручення, здатність компенсувати кутові зміщення, а також осьова жорсткість. Аби провести подальші обчислення, слід проаналізувати функціонування цієї муфти як компонента у двомасовій системі, що забезпечує привід вібробурювача коливань тросового струшувача.

2.2 Дослідження моделі двомасової системи приводу віброзбурювача коливань

Принцип дії пружної муфти, що використовується для приводу віброзбурювача коливань тросового струшувача, можна проілюструвати, якщо представити увесь привід як спрощену систему з двома масами (як це показано на рисунку 2.2). У цій моделі вся сукупність обертових та рухомих мас (включно з масою крони дерева), що створюють інерцію, зведена до єдиного моменту інерції, еквівалентного валу гідродвигуна, який позначається як $I_{зв}$. Водночас, момент інерції, що відповідає динамічним масам робочої рідини, позначено як I_p [13].

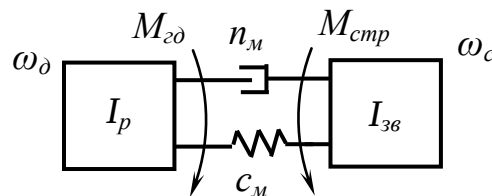


Рисунок 2.2 – Двомасова модель системи “гідродвигун – віброзбурювач коливань – дерево”.

Для означеної двомасової системи, справедливими будуть такі рівняння руху у диференціальній формі:

$$\left. \begin{aligned} I_{зв} \frac{d\omega_c}{dt} &= M_{з\delta} + c_m(\omega_\delta - \omega_c) - M_{сmp} + n_m(\omega_\delta - \omega_c)t; \\ I_p \frac{d\omega_p}{dt} &= M_{з\delta} - c_m(\omega_\delta - \omega_c) - M_{сmp} - n_m(\omega_\delta - \omega_c)t \end{aligned} \right\}, \quad (2.9)$$

де $I_{зв}$ – сумарний момент інерції усіх мас, що здійснюють як обертальний, так і поступальний рух, приведений до осі, навколо якої обертається ексцентрик привода;

$M_{з\delta}$ – крутний момент, що розвивається гідромотором;

c_m – коефіцієнт в'язкого опору демпферної муфти;

ω_δ – кутова швидкість вала гідродвигуна;

ω_c – кутова швидкість вала віброзбурювача коливань тросового струшувача (частота струшування дерева);

$M_{стр}$ – момент опору на валу віброзбурювача коливань тросового струшувача;

I_p – момент інерції обертових і поступальних мас гідродвигуна та робочої рідини (оливи), зведені до осі обертання його вала;

n_m – коефіцієнт жорсткого опору муфти.

Із системи диференціальних рівнянь (2.9) можемо визначити найбільше значення крутного моменту, який формується потоком робочої рідини, що спрямована до шестерень гідродвигуна приводу віброзбурювача коливань і діє на його вал та демпферну муфту, скориставшись залежністю:

$$M_{zd} = M_{стр} \frac{J_{36}}{J_p + J_{36}} \mu, \quad (2.10)$$

де μ – коефіцієнт передачі зусилля через пружну муфту.

У вказаному приводному вузлі варто прагнути, аби частота власних коливань системи, обладнаної демпферною муфтою, була суттєво меншою за частоту сил, що спричиняють збурення. За такого співвідношення частот, впливом демпфування муфти на коливання можна знехтувати, а коефіцієнт μ розраховується за формулою

$$\mu = \frac{1}{(\omega_c / p)^2 - 1}, \quad (2.11)$$

де p – частота власних коливань системи;

$$p = \sqrt{\frac{C(J_p + J_{36})}{J_p J_{36}}}, \quad (2.12)$$

C – кутова (крутильная) жорсткість демпферної муфти.

Зважаючи на те, що принцип роботи гідродвигунів шестеренного типу базується на тиску потоку робочої рідини (оливи) на зуби шестерень (рисунок 2.3), диференціальне, яке описує обертальний рух вала гідродвигуна, має такий вигляд [13]:

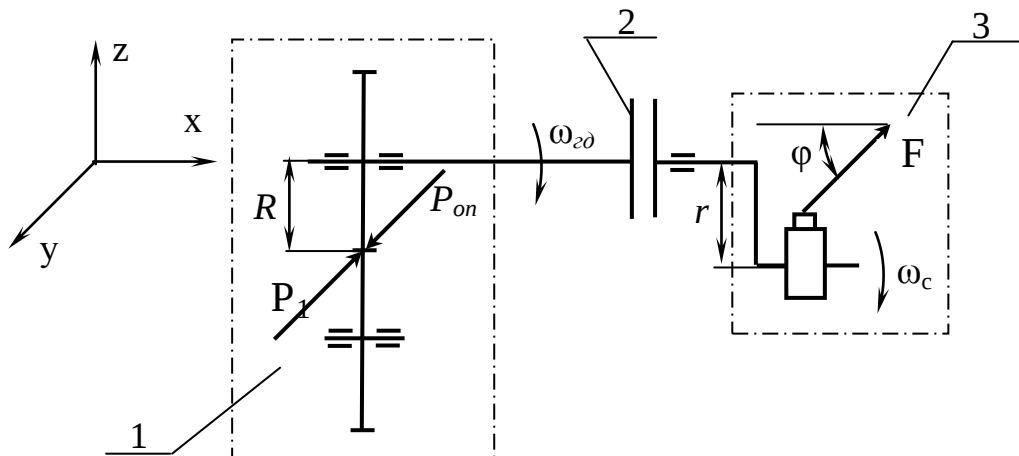


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема системи „гідродвигун – демпферна муфта – віброзбудювач коливань”:

1 – гідродвигун; 2 – демпферна муфта; 3 – віброзбудювач коливань

$$I_{zv} \frac{d\omega_c}{dt} = P_1 RS - Fr \sin \varphi - P_{on} RS - M_m \psi, \quad (2.13)$$

де P_1 – тиск від маси рідини на зубчасту пару гідродвигуна;

R – відстань від рівнодійної сили тиску на зубчасту пару до осі обертання вала гідродвигуна;

S – площа зубів шестерні гідродвигуна, на яку діє тиск від маси рідини;

F – сила натягу гнучкого елемента (троса);

r – радіус ексцентрика віброзбудювача коливань;

P_{on} – тиск опору переміщенню зубчастої пари гідродвигуна;

M_m – крутний момент, який передає демпферна муфта;

φ – змінний кут (град.), що позначає положення радіуса ексцентрика віброзбудювача коливань струшувача відносно напрямку дії сили натягу троса у певний період часу, який можна визначити із залежності

$$\varphi = \int_0^t \omega_c dt. \quad (2.14)$$

ψ – кут закручування демпферної муфти, рад.

Якщо $t = 0$, то кут закручування демпферної муфти можна визначити, скориставшись формулою

$$\psi = \frac{1}{J_{cmp} k_0} \int_0^t M(\tau) e^{-n(t-\tau)} \sin k(t-\tau) d\tau, \quad (2.15)$$

де τ – тривалість ударного імпульсу;

k – власна частота коливань системи, яку визначаємо з умови:

$$k = \sqrt{\frac{C}{J_{36}}}, \quad (2.16)$$

n – коефіцієнт, який враховує демпфувальні властивості муфти:

$$n = \frac{f}{2J_{36}}, \quad (2.17)$$

f – коефіцієнт, який характеризує швидкість деформації пружного елемента муфти.

Величина моменту, який здатна передати демпферна муфта, має пряму залежність від того, як довго нарастає імпульсне навантаження. Якщо цей удар є досить затяжним, то саме муфта сприятиме його пом'якшенню. Однак, якщо ж удар нарастає миттєво, то більш жорсткий елемент муфти не встигне проявити свої амортизаційні властивості, що вимагає застосування пружного елемента з вищою пружністю.

Беручи до уваги співвідношення (2.12) та припускаючи, що система функціонує коректно, коли $M_{cmp} = M_{zd}$ (за умови використання демпферної муфти) у випадку короткотривалого виникнення ударного навантаження, момент, що передається через муфту, можна розрахувати за такою формулою

$$M_m \approx \frac{CM_{cmp}\tau^2}{2J_{cmp}} + \frac{M_{cmp}J_{zd}n_mk\tau(1 - \frac{n_mk r}{2})}{J_{cmp} + J_{zd}}, \quad (2.18)$$

де r – радіус розміщення пальців на демпферній муфті.

Аби досліджувана система функціонувала належним чином, мусить виконуватися умова, яка гарантує неперервність потоку робочої рідини, що

прямує до гідродвигуна приводу віброзбурювача коливань тросового струшувача, а саме:

$$Q_1 + Q_H = Q_1, \quad (2.19)$$

де Q_1 – об’ємна постійна гідродвигуна, яку визначаємо з виразу

$$Q_1 = q_0 \omega_0 = \frac{q_m \omega_0}{2\pi \eta_{om}}, \quad (2.20)$$

q_0 – витрата оливи гідродвигуном;

q_m – витрата оливи, що споживається за один оберт гідродвигуна приводу віброзбурювача коливань;

η_{om} – об’ємний к.к.д. гідродвигуна.

Момент інерції, приведений до вала гідравлічного двигуна, розраховується як сумарний момент інерції всіх окремих ланок, що обертаються, і які є конструктивно з’єднаними між собою та з валом такого гідродвигуна, тобто

$$I_{\Sigma} = \sum I_{\Sigma} + \sum I_m + \sum I_e, \quad (2.21)$$

де $\sum I_{\Sigma}$, $\sum I_m$, $\sum I_e$ – відповідно сума моментів інерції вала привідного гідродвигуна, демпферної муфти та ексцентрикового механізму.

Сукупний момент інерції вала гідродвигуна формується з його усіх складових елементів, які обертаються, а саме:

$$\sum I_{\Sigma} = \frac{\rho \pi}{32} (2b_1 D_1^4 + l_1 D_2^4), \quad (2.22)$$

де b_1 , l_1 – відповідно, ширина шестерень зубчастої пари і довжина вала гідродвигуна;

D_1 , D_2 – відповідно діаметр зубів шестерень зубчастої пари та вала гідродвигуна;

ρ – густина матеріалу, з яких вони виготовлені.

Сумарний момент інерції демпферної муфти являє собою об’єднання всіх її складових частин, які, обертаючись, забезпечують передачу крутного моменту від вала гідравлічного двигуна до вала ексцентрикового механізму, що генерує віброударні коливання і визначається за формулою

$$\sum I_{\text{м}} = \frac{\rho\pi}{2} (b_2 D_3^4 + b_3 D_4^4), \quad (2.23)$$

де b_2, b_3 – відповідно, ширина маточини та хрестовини кожної з напівмуфт досліджуваної демпферної муфти, діаметри яких D_3 і D_4 .

Сукупність рухомих елементів ексцентрикового механізму, ударного пристрою та демпферної муфти утворює сумарний момент інерції I_e , який можна наближено визначити з такої умови:

$$\sum I_e = \rho\pi \left(\frac{b_4 D_5^2}{4} \left(\frac{D_5^2}{8} + r^2 \right) + \left(\frac{b_5 (D_6^2 - d_1^2)}{4} + \frac{l_2 (D_7^2 - d_2^2)}{4} \right) \cdot r^2 \right), \quad (2.24)$$

де b_4, b_5 – відповідно, ширина диска ексцентрика, що має діаметр D_5 та обойми віброзбурювача коливань тросового струшувача;

D_6, D_7, d_1, d_2 – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри обойм віброзбурювача коливань тросового струшувача й ударного механізму;

l_2 – довжина вала-шестерні привідного гідродвигуна та обойми ударного механізму віброзбурювача коливань тросового струшувача.

З попередніх досліджень [13] відомо, що

$$M_{\text{сmp}} = \left((Fr \sin \omega_c t) + \left(m \ddot{q}_k^2 + m_1 \ddot{q}_1^2 + m_2 \ddot{q}_2^2 \right) \frac{\ddot{\omega}_c}{\omega_c^2} \right). \quad (2.25)$$

Тоді, з врахуванням формул (2.18) та (2.25) момент, який може передавати демпферна муфта наближено становить:

$$M_{\text{м}} = \left((Fr \sin \omega_c t) + \left(m \ddot{q}_k^2 + m_1 \ddot{q}_1^2 + m_2 \ddot{q}_2^2 \right) \frac{\ddot{\omega}_c}{\omega_c^2} \right) \times \left(\frac{C \tau^2}{2 J_{\text{сmp}}} + \frac{J_{\text{зод}} n_{\text{м}} k \tau \left(1 - \frac{n_{\text{м}} k r}{2} \right)}{J_{\text{сmp}} + J_{\text{зод}}} \right). \quad (2.26)$$

Таким чином, спільний розв'язок рівнянь (2.13), (2.21) та (2.26) з врахуванням (2.22) – (2.24) дозволить встановити параметри й режими роботи віброзбурювача коливань тросового струшувача, привід якого здійснюється гідродвигуном через демпферну муфту в часі його взаємодії з штамбом (скелетними гілками) плодового дерева.

Висновки

1. Теоретичні дослідження процесу взаємодії елементів системи “гідродвигун – демпферна муфта – віброзбурювач коливань – дерево” потрібно проводити на основі багатомасової моделі, яка містить елементи обертового та поступального руху і демпферну муфту.

2. Спільний розв'язок рівнянь (2.13), (2.21) та (2.26) з врахуванням (2.22) – (2.24) дозволить встановити параметри й режими роботи віброзбурювача коливань тросового струшувача, привід якого здійснюється гідродвигуном через демпферну муфту в часі його взаємодії з штамбом (скелетними гілками) плодового дерева.

3. Теоретичними дослідженнями встановлено, що максимальний крутний момент, який може передаватися демпферною муфтою становить 700Нм, а її крутильна жорсткість $C_m = 420 \text{ Н м/рад}$; діаметр отвору в диску муфти під палець d_n становить 10мм; діаметр розміщення пальців муфти $D_1 = 180 \text{ мм}$; внутрішній діаметр диска муфти $D_2 = 35 \text{ мм}$.

З МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень було визначення впливу на перебіг технологічного процесу збирання плодів жорсткісно-демпфувальних характеристик з'єднувальної (демпферної) муфти приводу віброзбурювача коливань тросового струшувача.

Для досягнення сформульованої мети розроблена програмою експериментальних досліджень, яка складалась із наступних етапів:

1. Дослідження амлітудно-частотних характеристик процесу знімання плодів тросовим струшувачем, вал віброзбурювача якого приводиться в дію через демпферну муфту;
2. Визначення показників процесу знімання плодів тросовим струшувачем.

3.2 Передумови проведення дослідів

Об'єктом досліджень з вивчення параметрів процесу збирання плодів була взаємодія робочих органів тросового струшувача, вал віброзбурювача якого приводиться в дію через демпферну муфту, з деревами сортів Пепін золотистий (підщепа напівкарликова) зі схемою садіння 5×3м 18-20 річного віку. Експерименти проводились в садах кафедри садівництва та овочівництва імені Івана Гулька Львівського НУВМБТ імені С.З. Гжицького протягом збирального сезону (вересень місяць).

Дослідження проводились згідно загальноприйнятих методик [25, 26], а для визначення окремого конкретного розмірного показника і фізико-механічних властивостей дерев досліджуваних сортів яблунь розроблені часткові методики. Експериментальні дані оброблялись методами математичної статистики і теорії ймовірності з визначення середнього арифметичного $\bar{X}$, середніх квадратичних відхилень окремого вимірювання σ і кінцевого ре-

зультату m , коефіцієнта варіації v , відносного статистичного відхилення p середнього арифметичного [25, 26].

Вказана методика використовувалась під час обробки результатів усіх проведених експериментальних досліджень. Підбір емпіричних формул, що відповідають експериментально отриманим закономірностям, полягав у виборі типу формули та визначенні її коефіцієнтів за методом найменших квадратів [25, 26].

3.3 Методика визначення параметрів процесу збирання плодів

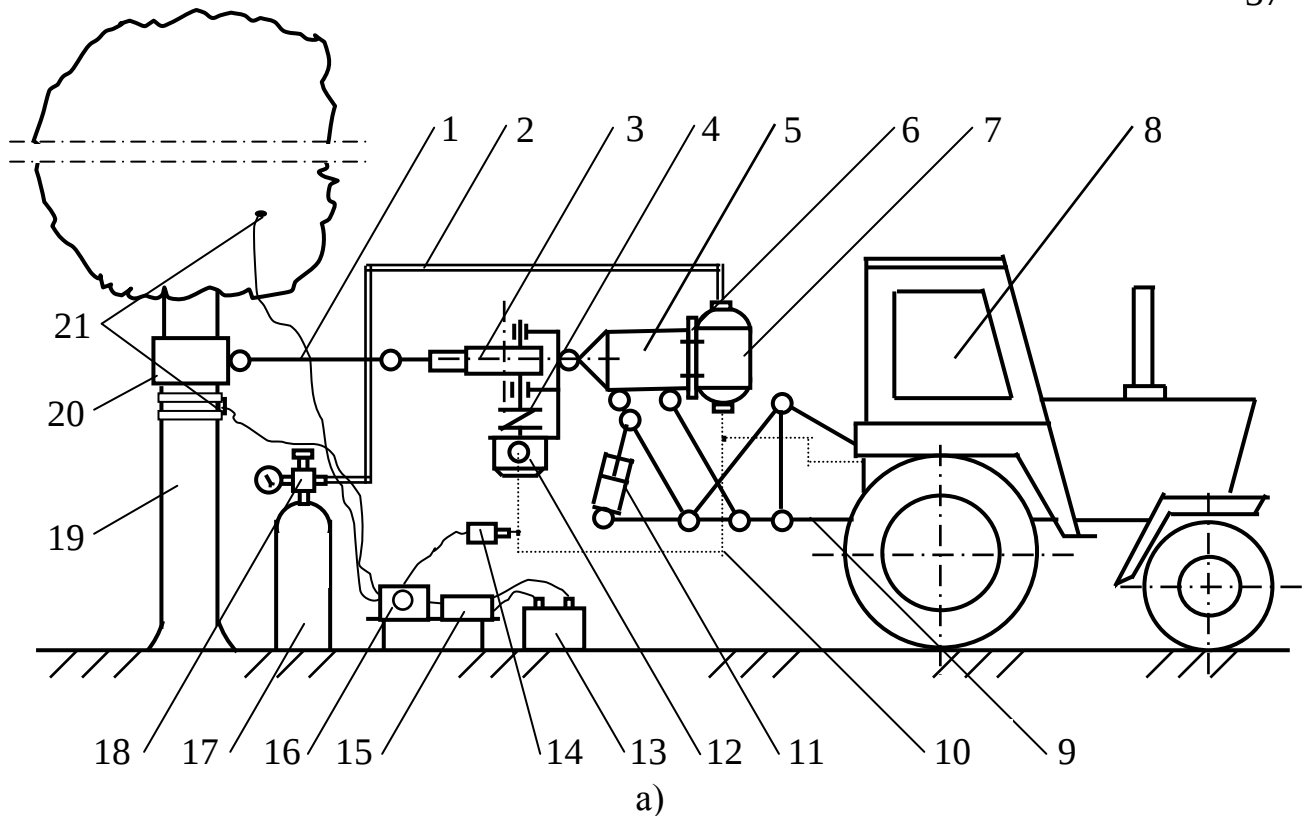
Експерименти проводились для визначення частоти коливань плодових дерев й тривалості ударного імпульсу під час віброударного процесу та продуктивності плодознімального засобу у випадку його позиціювання в міжрядді саду для поступового знімання плодів з чотирьох дерев без переїздів.

Експерименти проводились з використанням польової установки (рис. 3.1), що включала вимірювально-реєструвальну частину та тросовий віброударний струшувач. Досліди проводились з використанням у приводі вала віброзбурювача коливань вказаного тросового струшувача плодів демпферної муфти.

Отримані результати експериментів використовувались для остаточного встановлення та співставлення з теоретично визначеною частотою струшування ω_c від параметрів гідроприводу тросового струшувача й умов його взаємодії з штамбом плодового дерева. Дослідження базувались на методиці планування і проведення трифакторного експерименту на трьох рівнях [12, 18].

Результати кодованих найбільш впливових факторів на агротехнічно-необхідну частоту струшування ω_c наведено в таблиці 3.1.

За незалежні змінні приймали крутильну жорсткість муфти C , діаметр d_c штабів плодового дерева та зусилля F_0 попереднього натягу троса; функцією відгуку виступало максимальне значення частоти струшування ω_c плодового дерева.



б)

Рисунок 3.1 – Лабораторно-польова установка для визначення параметрів процесу знімання плодів:

а) схема (1 – трос; 2 – пневмокомунікація; 3 – віброударний збурювач коливань; 4 – демпферна муфта; 5 – скоба; 6 – кронштейн; 7 – пневмогідроаккумулятор; 8 – енергетичний засіб; 9 – система навіски; 10 – гідрокомунікація; 11 – гідроциліндр; 12 – гідродвигун; 13 – акумуляторна батарея; 14 – датчик тиску; 15 – перетворювач напруги; 16 – осцилограф; 17 – балон з азотом; 18 – зарядний пристрій; 19 – штамп дерева; 20 – петля-захват; 21 – акселерометри);

б) загальний вигляд.

Таблиця 3.1 – Результати кодування факторів з визначення частоти струшування плодових дерев

Фактор і одиниця виміру	Дійсне позначення	Кодоване позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання дійсних значень			Рівні варіювання кодованих значень		
				Верхній	Нульовий	Нижній	Верхній	Нульовий	Нижній
Крутильна жорсткість пружної муфти, Н м/рад	C_m	X_1	80	200	280	360	+1	0	-1
Діаметр штамба, м	d_c	X_2	0,04	0,16	0,12	0,08	+1	0	-1
Попередній натяг троса, Н	F_0	X_3	150	500	350	200	+1	0	-1

Максимальне значення частоти струшування ω_c визначалось на плодових деревах з діаметрами штабів трьох розмірних груп – 0,08; 0,12 та 0,16м. Під час експериментів на висоті 0,6м прикладалась горизонтально направлена збурювальна сила, згенерована віброзбурювачем коливань тросового струшувача під дією потоку оливи, що одночасно скеровувався від гідронасоса й пневмогідроаккумулятора під максимальним тиском його зарядки 16МПа. Для виведення дерева з положення рівноваги його штамбу надавався попередній натяг троса (200, 350, 500Н).

Частота струшування (ω_c) визначалась на основі показів осцилографа для кожного окремого дослідження. Знаючи максимальне лінійне прискорення $a_{\&x\&}$ штамба дерева в місці прикладання збурювального зусилля та амплітуду A_c його лінійного переміщення максимальна частота струшування становила

$$\omega_c = \sqrt{\frac{a_{\&x\&}}{A_c}}. \quad (3.1)$$

Отримані результати оброблялись методами математичної статистики на підставі яких отримано рівняння регресії в кодованих і дійсних значеннях і проведено їх аналіз.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Параметри процесу знімання плодів

Результати експериментів з визначення лінійного прискорення коливань штаблів плодових дерев за час струшування t_{cm} (рисунок 4.1, а), за яких рекомендований тиск P_{max} зарядки й об'єм V_k ПГА забезпечують агротехнічно-потрібну частоту ω_c їх коливань показали, що під час знімання плодів з плодових дерев, зведена маса яких $m=10,16\text{кг}$, зведений коефіцієнт жорсткості $c=30,44\text{Н/мм}$ і наявності у приводі вала віброзбурювача коливань ланцюгової муфти можна досягти прискорень штаблів $553,3\text{м/с}^2$.

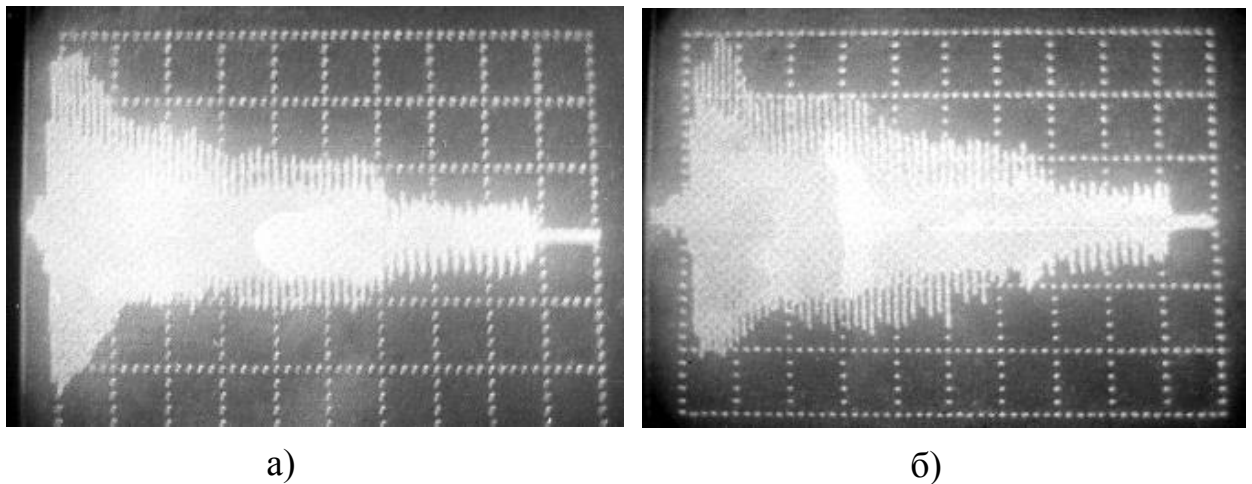


Рисунок 4.1 – Осцилограми прискорень коливань штаблів яблунь сорту Перпін золотистий, діаметр і висота захвату яких 80мм та 0,6м (висота кріплення акселерометра 0,4м, масштаб часу 0,5с/под, масштаб прискорень $198,83\text{м/с}^2 \cdot \text{под}$):

- а) з приводом вала віброзбурювача через ланцюгову муфту;
- б) з приводом вала віброзбурювача через демпферну муфту.

Для аналогічних параметрів та умов роботи тросового струшувача, але за наявності у приводному механізмі вала віброзбурювача коливань демпферної муфти (див. рисунок 4.1, б) з крутильною жорсткістю $C_m=380\text{Нм/рад}$. максимальні прискорення коливань штаблів становлять $534,6\text{м/с}$.

Порівняльна оцінка вищенаведених осцилограм показує, що тривалість прискорень коливань штабів досліджуваних плодкових дерев понад 400м/с^2 , і передачі до них віброударних імпульсів від віброзбурювача коливань струшувача через демпферну муфту, становить майже 2с (див. рисунок 4.1, б). Окрім того, максимальні прискорення коливань штабів плодкових дерев понад 200м/с^2 спостерігаються протягом $3,5\text{с}$ (див. рисунок 4.1, б), що є більшим ніж такі ж прискорення (див. рисунок 4.1, а) на $0,5\text{с}$.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що основними факторами, які впливають на параметри технологічного процесу збирання плодів тросовим струшувачем є: X_1 – крутильна жорсткість пружної муфти, X_2 – діаметр штаба, X_3 – попередній натяг троса.

На підставі виконаних експериментів і їх обробки отримано рівняння регресій, зокрема для досліджуваних сортів яблунь вони мають вигляд:

– у кодованих значеннях:

$$y=130,1248+11,2149X_1-0,1831X_2+1,21X_3+0,8554 X_1^2 + \\ +0,5888 X_2^2 -1,4721 X_3^2 +0,5425X_1X_2+0,0258X_1X_3-0,0675X_2X_3 \quad (4.1)$$

– у дійсних значеннях:

$$\omega_c=62,22225556+1,481316667C_m-104,1288889d_c+0,0247335F+ \\ +0,21385 C_m^2 +163,5555556 d_c^2 -0,0000368025 F_0^2 + \\ +4,520833333 C_m d_c+0,0000645 C_m F_0-0,005625 d_c F_0. \quad (4.2)$$

Відтворюваність отриманих експериментальних даних перевірялась за критерієм Кохрена G_6 .

На основі отриманих вище закономірностей встановлено, що для всього інтервалу досліджуваних яблунь із збільшенням максимальної крутильної жорсткості демпферної муфти частота струшування ω_c зростає. Так, в діапазоні крутильної жорсткості $220\text{--}300\text{Н м/рад}$ можна забезпечити частоту струшування ω_c штабів дерев з діаметром $80\text{--}160\text{ мм}$ в межах $120,4$ до $129,3\text{с}^{-1}$. Для інтервалу крутильної жорсткості $300\text{--}380\text{Н м/рад}$ ω_c набуває

значень $129,3\text{--}136,4\text{с}^{-1}$, а для 300Н м/рад частота струшування може сягнути максимальних значень $142,2\text{с}^{-1}$.

Подальший аналіз результатів експерименту проводився графічно (рисунк 4.2) з використанням методу двовірних перетинів при послідовному встановленні декількох незалежних факторів на фіксованій величині.

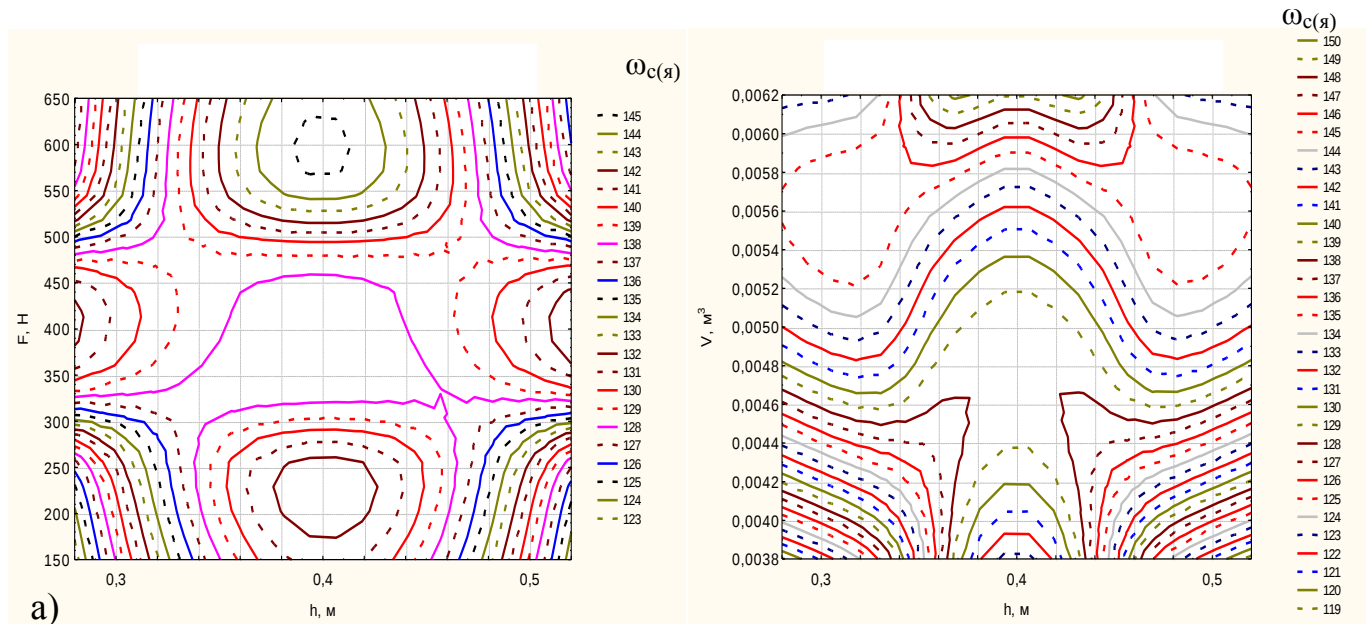


Рисунок 4.2 – Двовірні перетини відгуку максимальної частоти струшування $\omega_{с(я)}$ яблунь залежно від попереднього натягу F (а) та висоти зведення h і робочого об'єму ПГА V (б) за крутильної жорсткості демпферної муфти $C_m=380\text{Н м/рад}$ й діаметра штамба $d=0,08\text{м}$.

У випадку прикладання збурювального зусилля до штамбів дерев на висотах понад $0,35\text{м}$ F_0 необхідно збільшувати до $400\text{--}500\text{Н}$. Менший попередній натяг троса на нижчих висотах зведення обумовлюється вищою жорсткістю системи “тросовий струшувач-дерево”, що запобігає надмірному його коливанню в горизонтальній площині.

Висновки

1. Експериментами підтверджено ефективність використання у приводі віброзбурювача коливань тросового струшувача демпферної муфти, що згла-

джує пікові навантаження елементів гідроприводу та забезпечує більшу тривалість максимальних прискорень ω_c штабів дерев.

2. Експериментальними дослідженнями встановлено, що із збільшенням максимальної крутильної жорсткості демпферної муфти частота струшування ω_c зростає. В діапазоні крутильної жорсткості 220-300Н м/рад можна забезпечити частоту струшування ω_c штабів дерев з діаметром 80–160мм в межах 120,4 до 129,3с⁻¹. Для інтервалу крутильної жорсткості 300-380Н м/рад ω_c набуває значень 129,3–136,4с⁻¹, а для 300Н м/рад. частота струшування може становити 142,1с⁻¹.

3. Отримані результати експериментальних досліджень показують, що тривалість прискорень коливань штабів дерев понад 400м/с², у випадку передачі до них віброударних зусиль від віброзбурювача коливань через демпферну муфту майже в два рази перевищує такі ж прискорення, якщо передача збурювальних зусиль здійснюється через ланцюгову муфту.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ

5.1 Складання карти умов праці під час механізованого збирання плодів

Для сучасного сільськогосподарського виробництва характерним є вплив на організм людини різних технічних, біологічних та інших факторів. З метою прогнозування цих факторів необхідно провести паспортизацію робочого місця механізатора.

Метою паспортизації санітарно-технічного стану робочого місця є виявлення усіх виробничих небезпек для розробки проектів та прийняття інженерно-технічних і організаційних рішень, спрямованих на створення безпечних і нешкідливих умов праці. Відповідно до типової ієрархічної структури сільськогосподарського виробництва (цех, ділянка, робоча зона бригади, робоче місце) одиничним елементом виробництва є робоче місце. На ньому проявляються всі небезпечні і шкідливі фактори, які діють на працюючого і визначають ефективність його виробничої діяльності. Базовим елементом паспортизації є карта умов праці, в якій представлені фактори безпеки по трьох напрямках факторів безпеки: трудовому, санітарно-гігієнічному та технічному.

Карта умов праці передбачає виявлення на робочому місці шкідливих і небезпечних виробничих факторів та причин їх виникнення; дослідження санітарно-гігієнічних факторів виробничого середовища, важкості й напруженості трудового процесу, комплексну оцінку факторів виробничого середовища і характеру праці на відповідність їх вимогам стандартів, норм і правил; обґрунтування віднесення робочого місця до відповідної категорії з шкідливими умовами праці, підтвердження (встановлення) права працівників на пільгове пенсійне забезпечення та інші пільги залежно від умов праці.

Карта умов праці на робочому місці становить основу санітарно-технічного паспорту виробничої ділянки (бригади, майстерні, ферми тощо).

Паспорт господарства складається з паспортів діляниць і містить додаткову характеристику засобів загальногосподарського користування, об'єкти колективного захисту. Кожний головний спеціаліст господарства організовує обстеження умов праці і стан технічної безпеки і підпорядковані їй йому галузі. Значно зменшити об'єми робіт при паспортизації можна шляхом групування типових робочих місць.

За гігієнічною класифікацією праці та іншими джерелами визначається перелік факторів умов праці на робочому місці, для яких з нормативних документів встановлюються гранично допустимий рівень або гранично допустиму концентрацію (ГДР, ГДК), які заносять в графи 1, 2 та 3 (таблиця 5.1).

Складаємо карту умов праці робочого місця механізатора під час механізованого знімання плодів, виконавши розрахунки окремих коефіцієнтів за наступними формулами.

Коефіцієнт нормозабезпеченості визначаємо за формулою

$$K_n = 1 \pm \frac{A_e - A_n}{A_n}, \quad (5.1)$$

де A_e – фактичне значення умов праці;

A_n – гранично допустимий рівень або концентрація.

Коефіцієнт небезпечності від дії фактора можна визначити з виразу:

$$K_{\partial\phi} = K_n \cdot T_{\partial\phi}, \quad (5.2)$$

де $T_{\partial\phi}$ – час дії фактора у частках тривалості зміни.

Коефіцієнт небезпечності від усіх факторів становить:

$$K = \frac{K_{\partial\phi}}{n}, \quad (5.3)$$

де n – кількість факторів умов праці.

Під час складання умов праці на робочому місці механізатора використовуємо дані нормативних документів:

- ДСТУ 12.1.003-83 – Шум. Санітарно-гігієнічні вимоги;
- ДСТУ 12.1.005-86 – Повітря робочої зони. Санітарно-гігієнічні вимоги;
- ДСТУ 23.00-93 – Вібрація, терміни та визначення;

– ДНАОП 0.00-1* – Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Таблиця 5.1– Карта умов праці під час механізованого збирання плодів тросовим струшувачем

Фактори умов праці	Нормативне значення фактора		Фактичне значення фактора умов праці, A_v	Коефіцієнт нормозабезпечення, K_n	Час дії фактора		Коефіцієнт небезпечності	
	Гранично допустимий рівень або концентрація (ГРД, ГДК), A_n	Нормативний документ			В годинах	Частках доготри-валості зміни, $T_{дб}$	Від дії фактора, $K_{дф}$	Від усіх факторів, K
1. Рівень шуму	80 дБ	ДСТУ 12.1.009-83	85 дБ	1,06	8	0,8	0,85	
2. Вібрація	0,65 м/с для 1000 Гц, 102 дБ	ДСТУ 23.00-93	0,72 м/с для 1000 Гц, 102 дБ	1,1	8	0,8	0,88	
3. Температура повітря (серпень-жовтень)	Відкриті території, +25,8°C	ДНАОП 0.00-1*	+22°C	0,85	8	0,8	0,68	
4. Пари нафтопродуктів	100 мг/м ³	ДСТУ 12.1.005-86	107 мг/м ³	1,1	8	0,8	0,88	
5. Сенсорні навантаження:								
5.1. Щільність сигналів	75%	ДНАОП 0.00-1*	80%	1,1	8	0,8	0,88	
5.2. Кількість виробничих об'єктів одночасного спостереження	5%	ДНАОП 0.00-1*	6%	1,2	8	0,8	0,96	
6. Робоча поза	Вільна	ДНАОП 0.00-1*	Перебування у фіксованій позі більше 50% часу	0,5	8	0,8	0,8	
Всього								0,85

На підставі аналізу даних табл. 5.1 можна зробити висновок, що фактичне значення умов праці механізатора під час струшування плодів дещо перевищують граничні показники, регламентовані відповідними нормативними документами. Особливо шкідливими є вібраційні фактори, пов'язані з технологічним процесом взаємодії струшувача з деревом, під час якого штамбу передаються віброударні коливання від віброзбурювача коливань та троса.

Шкідливими є також пари нафтопродуктів (дизельного палива, оливи гідросистеми та гідроприводу). Для запобігання шкідливої дії вказаних небезпек механізатору необхідно щогодини робити технологічні перерви на 5–10хв., вимкнувши при цьому двигун та покинувши кабіну енергетичного засобу

5.2 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня небезпеки робочих місць, машин, робочих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня небезпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій, травм або катастроф залежно від досліджуваного явища.

Для того щоб оцінку рівня небезпек певного об'єкта чи явища запровадити на виробництві, необхідний простий і доступний метод обчислення значень ймовірності будь-кого випадкового явища [7, 10, 11]. Основні принципи цього методу полягають у тому, що на основі обстеження робочого місця чи окремої машини виявляють виробничі небезпеки, можливі аварії або травмо-небезпечні ситуації. При оцінці ситуацій визначають події, які можуть стати головними.

Після вибору головної події розпочинають побудову моделі. Використовуючи оператори „і” та „або”, виконують набір ситуації, які можуть призвести до тієї події, яка вибрана як головна.

Після визначення відповідних аварійних, травмонебезпечних або катастрофічних ситуацій та їх кількості, визначають інші події, що входять до ко-

жної такої ситуації, логічним аналізом із використанням операторів „і”, „або”. Процес побудови моделі триває поки не будуть знайдені усі базові події, що визначають межу моделі.

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

Ймовірність базових подій визначають за даними виробництва. Для визначення ймовірності ми повинні встановити наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50 або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,5 і 0,3. При відсутності контролю ймовірність становить 1, якщо контроль ідеальний, відповідна ймовірність дорівнює 0.

1. Нехай дві базові події з ймовірностями P_1 і P_2 за допомогою оператора „і” входять у наступну третю подію. Тоді ймовірність виникнення цієї події P_3 можна визначити за формулою

$$P_3 = P_1 \cdot P_2.$$

2. За допомогою оператора „і” три події з ймовірностями P_1 , P_2 і P_3 формують четверту подію P_4 , яку обчислюють

$$P_4 = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3.$$

3. Оператор „і” об’єднує n подій з ймовірностями $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$. Тоді ймовірність вихідної події P буде

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_n.$$

4. Дві базові події з ймовірностями P_1 і P_2 за допомогою оператора „або” входять до третьої події. Тоді ймовірність P_3 буде

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

5. Оператор „або” об’єднує три базові події з ймовірностями P_1, P_2 і P_3 , які за допомогою цього оператора входять у наступну подію з ймовірністю P_4 . Тоді ймовірність цієї події можна визначити за формулою

$$P_4 = P_1 + P_2 + P_3 - P_1 \cdot P_2 - P_1 \cdot P_3 - P_2 \cdot P_3 + P_1 \cdot P_2 \cdot P_3.$$

6. Якщо в оператора „або” входять чотири і більше випадкових базових подій з відомими значеннями ймовірностей, то для спрощення обчислень їх згруповують по дві або по три події і застосовують наведені формули. Після визначення ймовірностей вихідних подій кожної з таких груп, їх знову необхідно згрупувати і провести аналогічні обчислення аж поки не залишиться дві або три події, над якими необхідно провести ті ж операції.

Так, поступово обчислюють ймовірність вихідних подій кожного окремого розгалуження, наближаємось до головної події і обчислюємо ймовірність її виникнення.

Значення ймовірності головних подій, що досліджуються, нажаль, не можна порівняти з нормативними значеннями певного ступеня ризику для певної людини – машинної системи, бо таких даних просто не існує. Але значення ймовірностей тієї чи іншої події, обчислені при дослідженні конкретної моделі, дає уяву про високу, середню і незначну небезпеку.

Для проведення обчислень ймовірності травми використаємо логіко – імітаційну модель процесу її формування

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2 = 0,2.$$

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,2.$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 + P_3 \cdot P_6 = 0,32.$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0,2.$$

$$P_{13} = P_{11} + P_{12} - P_{11} \cdot P_{12} = 0,2.$$

$$P_{14} = P_{10} + P_{13} - P_{10} \cdot P_{13} + P_{10} \cdot P_{13} = 0,32.$$

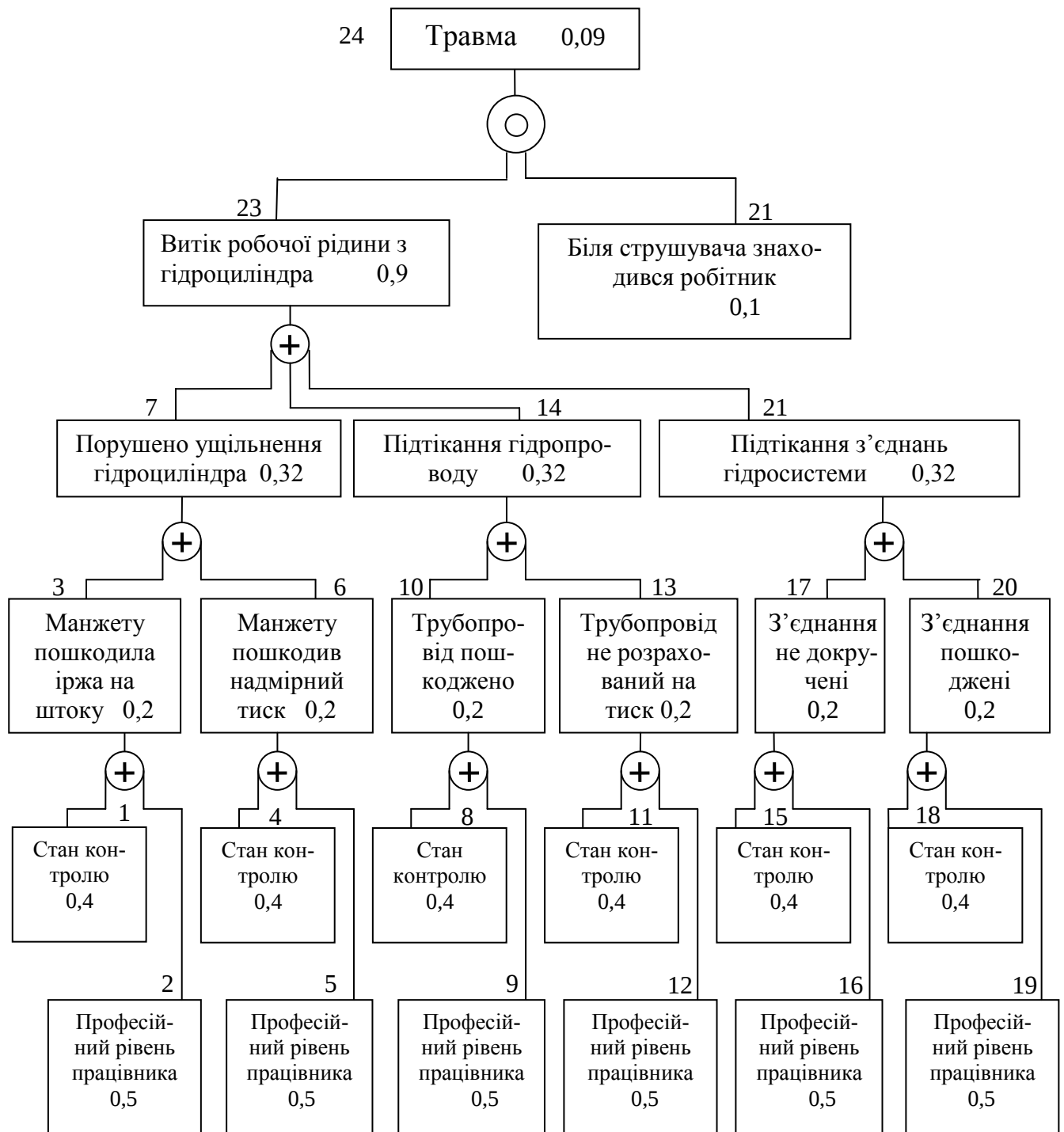
$$P_{17} = P_{15} + P_{16} - P_{15} \cdot P_{16} = 0,2.$$

$$P_{20} = P_{18} + P_{19} - P_{18} \cdot P_{19} = 0,2.$$

$$P_{21} = P_{17} + P_{20} - P_{17} \cdot P_{20} + P_{17} \cdot P_{20} = 0,32.$$

$$P_{23} = P_7 + P_{14} + P_{21} - P_7 \cdot P_{14} \cdot P_{21} = 0,9.$$

$$P_{24} = P_{23} \cdot P_{22} = 0,09.$$



Оператори:



Рисунок 5.1 – Схема логіко-імітаційної моделі процесу виникнення травм при технічному обслуговуванні струшувача плодознімального агрегату:

1, 2, 3 – номери подій; 0,3; 0,4 – ймовірність подій.

Таким чином, на робочому місці під час технічного обслуговування тросового плодозбирального агрегату за наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,0 травм. Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень робітників, поліпшити контроль та замінити пошкоджені елементи гідроприводу), 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 [11].

Використання логіко-імітаційних моделей для дослідження аварій і травм та обґрунтування заходів з охорони праці, дають можливість знизити ймовірність виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій. Якщо необхідно оцінити рівень небезпеки робочого місця, слід уважно вивчити і побудувати логічні моделі можливих небезпечних ситуацій, які враховують усі стани обладнання та самого робочого місця, а також поведінку механізатора і розрахувати ймовірність виникнення можливих травм.

5.3 Основні чинники негативного впливу на довкілля під час вирощування і збирання плодів

Екстенсивне використання земельних та водних ресурсів шляхом збільшення залучування до виробництва земельних площ, вирощування сільськогосподарських культур у посушливих районах за рахунок їх зрошення, широке використання хімічних та біологічних засобів для збільшення врожаю – все це є причиною глобальної зміни клімату, порушення температурного і водного балансів [1].

Використання енергетичних засобів на окремих механізованих операціях під час вирощування і збирання яблук, особливо під час внесення добрив у міжряддя саду призводить до надмірного ущільнення поверхневого шару ґрунту. Ходові системи енергетичних засобів негативно діють на ґрунт, рухаючись міжряддям, що призводить до зниження їх родючості та змен-

шення гумусового шару, утруднюється доступ вологи, повітря та поживних речовин до кореневих систем багаторічних насаджень.

Шкідливого впливу завдає нерозумне використання пестицидів. Пестициди – хімічні засоби захисту рослин від шкідників і хвороби, діють вони швидко і ефективно, проте їх застосування має також негативні наслідки для довкілля і здоров'я людини. Під час вирощування плодів широко використовуються отрутохімікати, тому слід вжити заходів щодо їх раціонального застосування, особливо в період цвітіння дерев.

Значних збитків сільському господарству завдає ерозія. Тому, одним з найважливіших природоохоронних засобів є боротьба з ерозією. Ерозія – руйнування ґрунту потоками води або вітру, а також технічними засобами [1]. Найбільш ефективним заходом щодо недопущення ерозійних проявів в часі виконання окремих механізованих операцій під час вирощування і збирання яблук є правильна організація використання МТА, особливо на схилах з доцільним для цих умов вибором їх способу руху. За необхідності доцільно використовувати розширювачі колісних рушіїв і спарювання опорних коліс, щоб зменшити їх негативний вплив на ґрунт.

Під багаторічні насадження доцільно вносити органічні та мінеральні добрива методом поверхневого розподілу або прикореневим підживленням. Проте сільськогосподарські тварини є серйозними забруднювачами навколишнього середовища. Гній, гноївка, які утворюються при їх утриманні та стічні води забруднюють ґрунт та водойми, а аміак та сірководень надходять до атмосфери. Тому, щоб забезпечити екологічну чистоту атмосферного повітря, біля тваринницьких ферм і відгодівельних комплексів, для утилізації рідкого та підстилкового гною, треба будувати гноєсховища, виділити територію на яких можна зберігати і підготовляти гній до використання.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПЛОДОЗНІМАЛЬНОГО ЗАСОБУ

Ефективність використання плодознімальних агрегатів струшувального типу характеризується кількісними і якісними показниками, покращання яких можливе за умови розширення їх технологічних можливостей. Завдяки обладнанню приводу вала віброзбурювача коливань тросового струшувача демпферною муфтою можна збирати врожай зерняткових культур з широким діапазоном зміни розмірно-масових параметрів, зокрема діаметра і кута нахилу штамба дерев. Такі умови роботи плодознімального засобу сприяють підвищенню його продуктивності та збільшенню виходу продукції з високими товарними властивостями.

Економічна ефективність впровадження удосконаленого тросового струшувача оцінювалась з його базовим варіантом під час послідовного знімання плодів з чотирьох дерев двох суміжних рядів і агрегатування модернізованого струшувача енергетичним засобом класу 0,6.

Основним критерієм економічної ефективності від покращання технічних і технологічних параметрів машини є економічний ефект. Його визначають як різницю між отриманими показниками використання запропонованого плодознімального засобу і їх чинними значеннями на даний момент для базової моделі.

Дослідження економічної ефективності використання тросового віброударного струшувача плодів проводилось на основі стандартизованих вимог [8] та методики розрахунку ефективності спеціалізованої сільськогосподарської техніки [29].

Прямі питомі експлуатаційні затрати визначаються за формулою

$$I = Z_n + A + R + \Pi + Z_{зб}, \quad (6.1)$$

де Z_n – сума заробітної плати механізаторів і допоміжних працівників, грн./га;

A – амортизаційні відрахування, грн./га;

R – відрахування на ремонт і технічне обслуговування, грн./га;

Π – вартість паливно-мастильних матеріалів, грн./га;

$Z_{зб}$ – відрахування на зберігання, грн./га.

Відрахування на зарплату визначаються з виразу

$$Z_n = \Sigma (n_i \tau_i k_i) / W_{зм}, \quad (6.2)$$

де n_i – чисельність i -го виробничого персоналу, чел.;

τ_i – годинна тарифна ставка працівників, грн./год;

k_i – коефіцієнт, що враховує всі види доплат і нарахувань;

$W_{зм}$ – продуктивність агрегату за годину змінного часу, га/год.

Амортизаційні відрахування всіх складових агрегату визначаються з виразу

$$A = \Sigma (B_i a_i / (W_{зм} T_{ф.р.i})), \quad (6.3)$$

де B_i – балансова вартість i -ої складової агрегату та допоміжного обладнання, грн.;

a_i – коефіцієнт відрахувань на реновацію;

$T_{ф.р.i}$ – тривалість фактичного річного використання складових МТА, год.

Відрахування на ремонт і технічне обслуговування визначаються за формулою

$$R = \Sigma (B_i (p_i + \kappa_i) / (W_{зм} T_{н.р.i})), \quad (6.4)$$

де p_i – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування i -ої складової агрегату;

κ_i – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт трактора або складних самохідних машин;

$T_{н.р.i}$ – нормативне річне завантаження i -ої складової агрегату, год.

Вартість паливно-мастильних матеріалів визначається з виразу

$$\Pi = GЦ / W_{зм}, \quad (6.5)$$

де G – витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/год;

Π – комплексна вартість нафтопродуктів, грн./кг.

Витрати на зберігання машин визначаються виходячи із затрат на їх консервацію та підготовку до використання й приймаються в межах 6,5 % від витрат на ремонти і технічне обслуговування, тобто

$$Z_{зб} = 0,065 R. \quad (6.6)$$

Капітальні вкладення на одиницю напрацювання становлять:

$$K = \Sigma (B_i / (W_{зм} T_{н.р.i})). \quad (6.7)$$

Затрати праці на виконання виробничого процесу

$$Z_{зб} = \Pi_o / W_{зм}, \quad (6.8)$$

де Π_o – чисельність обслуговуючого персоналу, чол.

Зведені затрати знаходяться за формулою:

$$Z = I + E \Sigma (B_i / (W_{зм} T_{н.р.i})), \quad (6.9)$$

де E – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини E_m визначається за формулою:

$$E_m = (Z_{б} - Z_{н}) B_p, \quad (6.10)$$

де $Z_{б}$, $Z_{н}$ – зведені затрати на одиницю напрацювань для базової та модернізованої машини, грн./га.;

B_p – річне напрацювання модернізованої машини, га.

Річну економію (перевитрату) прямих і зведених затрат, робочої сили та капіталовкладень виражають через ступінь зміни C у відсотках:

$$C = 100(Z_{рб} - Z_{рн})/Z_{рб}, \quad (6.11)$$

де Z_{pb} , Z_{pn} – річні затрати (праці, капітальних вкладень, прямих та зведених витрат) відповідно для базової та модернізованої машин.

Вихідні дані для проведення досліджень економічних показників вибирались на основі найсприятливіших умов використання удосконаленого тросового віброударного струшувача плодів та результатів господарських випробувань. При цьому плодознімальний агрегат обслуговували п'ятеро допоміжних працівників. Ціна техніки вибиралась на основі рекламної інформації заводів-виготовлювачів станом на 10.09.2025 р.; годинні тарифні ставки обслуговуючого персоналу визначались з умови отримання середньої заробітної плати в межах 16000 грн.

Отримані результати господарських випробувань і проведених за формулами (6.1)–(6.11) розрахунків (таблиця 6.1) свідчать про доцільність обладнання приводу вала віброзбурювача коливань тросового струшувача демпферною муфтою, що забезпечує його використання в садах з широким діапазоном розмірно-масових показників дерев та їх плодів та підвищує продуктивність збиральних робіт.

Таблиця 6.1– Економічна ефективність використання тросового струшувача плодів

Показники	T-25A + ТВУС	T-25A + ТВУС*
1	2	3
Річне напрацювання, га	13,23	14,28
Прямі затрати, грн./га на:		
- оплату праці	648,41	600,74
- паливно-мастильні матеріали	7955,56	7370,59
- ТО, поточний і капітальний ремонт	269,75	259,44
- реновацію	168,93	163,52
- інші прямі затрати	17,53	16,86
- всього прямих затрат	9060,19	8411,14
Капітальні вкладення, грн.	1351,47	1308,12

Продовження табл. 5.1

1	2	3
Зведені затрати, грн.	9262,91	8607,36
Річний економічний ефект від експлуатації модернізованої машини, грн.	–	9361,21
Економічний ефект від виробництва і використання за строк служби модернізованої машини, грн.	–	34040,78
Затрати праці, люд. год/га	–	15,87
Річна економія праці, люд. год	–	16,67
Зменшення (%):	–	
- затрат праці		7,35
- прямих затрат		7,16
- зведених затрат		7,08
- капітальних вкладень		3,2
Термін окупності, років	–	4,36

Примітки: *привод вала віброзбурювача з демпферною муфтою.

Таким чином, завдяки збільшенню змінної продуктивності істотно зменшуються на одиницю напрацювання: затрат праці – на 7,35%; прямих затрат, враховуючи зменшення витрат палива на одиницю роботи та більш раціональний режим роботи двигуна – 7,16%; зведених затрат – 7,08%; капітальних вкладень, незважаючи на відносно незначне подорожчання модернізованої машини – 3,2%.

Висновки

1. Проведені розрахунки підтверджують ефективність застосування тросового плодознімального засобу з удосконаленим приводом вала віброзбурювача коливань через демпферну муфту завдяки підвищенню продуктивності та розширенню його технологічних можливостей.

2. Під час збирання врожаю тросовим струшувачем в саду зі схемою садіння 3×5 м з його позиціюванням біля чотирьох дерев спостерігається скорочення середньої тривалості знімання плодів з одного дерева до 0,91 хв. і збільшення експлуатаційної продуктивності агрегату до 46 дерев/год. (0,068 га/год.) змінного часу.

3. Річний економічний ефект при схемі садіння 3×5 і за умови позиціювання модернізованого тросового струшувача біля чотирьох дерев становитиме 9361,21 грн, а термін його окупності – 4,36 року.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Під час знімання плодів з багаторічних насаджень за механізованого способу переважно використовуються агрегати позиційної дії, струшувачі яких можуть працювати у вібраційному, ударному або віброударному режимах, забезпечуючи агротехнічно-необхідну повноту знімання врожаю.

2. В часі взаємодії захватів плодозбиральних машин з штамбами дерев, їм передаються згенеровані струшувачами зусилля, які разом з крутними і згинальними моментами можуть викликати зминання, зсув або сколювання кори.

3. Для захисту кори плодових дерев від пошкоджень доцільно у приводних і передавальних механізмах віброзбурювачів коливань застосовувати демпферні муфти змінної (нелінійної) жорсткості, які дозволяють згладжувати пікові навантаження елементів гідроприводу й запобігати передачі надмірних зусиль до штамба плодового дерева.

4. Теоретичні дослідження процесу взаємодії елементів системи “гідродвигун – демпферна муфта – віброзбурювач коливань – дерево” потрібно проводити на основі багатомасової моделі, яка містить елементи обертового та поступального руху і демпферну муфту.

5. Спільний розв’язок рівнянь (2.13), (2.21) та (2.26) з врахуванням (2.22) – (2.24) дозволить встановити параметри й режими роботи віброзбурювача коливань тросового струшувача, привід якого здійснюється гідродвигуном через демпферну муфту в часі його взаємодії з штамбом (скелетними гілками) плодового дерева.

6. Теоретичними дослідженнями встановлено, що максимальний крутний момент, який може передаватися демпферною муфтою становить 700Нм , а її крутильна жорсткість $C_m = 420\text{Н м/рад}$; діаметр отвору в диску муфти під палець d_n становить 10мм ; діаметр розміщення пальців муфти $D_1 = 180\text{мм}$; внутрішній діаметр диска муфти $D_2 = 35\text{мм}$.

7. Експериментами підтверджено ефективність використання у приводі віброзбурювача коливань тросового струшувача демпферної муфти, що згла-

джує пікові навантаження елементів гідроприводу та забезпечує більшу тривалість максимальних прискорень ω_c штабів дерев.

8. Експериментальними дослідженнями встановлено, що із збільшенням максимальної крутильної жорсткості демпферної муфти частота струшування ω_c зростає. В діапазоні крутильної жорсткості 220-300Н м/рад можна забезпечити частоту струшування ω_c штабів дерев з діаметром 80–160мм в межах 120,4 до 129,3с⁻¹. Для інтервалу крутильної жорсткості 300-380Н м/рад ω_c набуває значень 129,3–136,4с⁻¹, а для 300Н м/рад. частота струшування може становити 142,1с⁻¹.

9. Отримані результати експериментальних досліджень показують, що тривалість прискорень коливань штабів дерев понад 400м/с², у випадку передачі до них віброударних зусиль від вібробурювача коливань через демпферну муфту майже в два рази перевищує такі ж прискорення, якщо передача збурювальних зусиль здійснюється через ланцюгову муфту.

10. На робочому місці під час технічного обслуговування малогабаритного плодозбирального агрегату за наявності проаналізованих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 місць, можна очікувати 9,0 травм.

11. Річний економічний ефект від використання модернізованого малогабаритного плодознімального агрегату в садах зі схемою садіння 3×5 м за умови його позиціювання біля чотирьох дерев становить 9361,21 грн.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Білявський Г.О., Фурдуй Р.С., Костіков І.Ю. Основи екології: підручник, 2-ге вид., доповн. Київ. Либідь, 2005. 407 с.
2. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Іщенко Т.Д. та ін. Сільськогосподарські машини: підручник. Київ: Агроосвіта, 2015. 679 с.
3. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник. Київ. Вища освіта, 2005. 464 с.
4. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навчальний посібник. Суми: ВТД «Університетська книга». 2008. 543 с.
5. Гошко З.О. Дослідження технологічного процесу збирання плодів тросовим струшувачем віброударної дії: Автореф. дис. ... кандидата технічних наук: 05.20.01. Луцьк, 1995. 21 с.
6. Довідник з механізації садівництва / [Демидко М.О., Бабенко А.Є., Бабій В.П. та ін.]; за заг. ред. М.О. Демидка. Київ.: Урожай, 1988. 233 с.
7. Жидецький В.І. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / В.І. Жидецький., В.С. Джигерей., В.М. Сторожук та ін; За ред. Жидецького В.І. Львів : Афіша, 2000. 352 с.
8. КД 46.16.02.02.-93. Енергетична оцінка сільськогосподарської техніки. Київ.: 1993.
9. Комбінований агрегат для збирання і транспортування плодів у тарі Пат. 20580 А, Україна, МКИ А 01 D 46/24. №97020635; заявл. 13.02.97; опубл. 15.07.97.
10. Купчик М.П., Гандзюк М.П., Степанець І.Ф. та ін. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 416 с.
11. Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ : Урожай, 1993. 268 с.
12. Миронюк О.С. Удосконалення плодознімального засобу: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 Луцьк, 2001. 141 с.

13. Ніщенко І.О., Семен Я.В. Аналітична модель підсистеми “гідродвигун – віброзбурювач коливань”. *Вісн. Львів. держ. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження*. 2005. №9. С. 222-227.
14. Паславський Р.І. Обґрунтування параметрів комбінованого агрегату для потокового збирання яблук: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Львів: Львівський державний аграрний університет, 1999. 167 с.
15. Рибарук В.Я., Паславський Р.І., Шевчук Р.С. Енергетичний аналіз поточної технології збирання плодів. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Волинського обласного відділення ІАУ*, вип. 2. Луцьк, 1996. С. 48–53.
16. Семен Я.В., Гошко З.О., Ріпка І.І., Семен О.Я. Дослідження фрикційних властивостей петлі-захвата тросової плодознімальної машини. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* Вип. 22. Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012, С. 162-168.
17. Семен Я.В., Рибарук В.Я., Крупич О.М. Обґрунтування структурної схеми плодознімального засобу струшувального типу. *Вісн. Львів. держ. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження*. 2001. №5. С. 110–116.
18. Семен Я.В. Обґрунтування параметрів і режимів роботи плодознімального агрегату з акумулятором енергії. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Львів: Львівський державний аграрний університет, 2007. 202 с.
19. Струшувач плодів. Пат. 39698 А Україна МПК 7A01D 46/26. №2000127503; заявл. 26.12.2000, опубл. 15.06.2001, Бюл. №5.
20. Семен Я.В., Ріпка І.І., Шевчук Р.С., Коростинський О.М. Плодознімальний агрегат струшувального типу з акумулятором енергії. *Каталог наукових розробок „Вчені Львівського національного аграрного університету – виробництву”*. Вип. 8. Львів: Львів. нац. агроуніверситет, 2008. С. 129-131.
21. Семен Я.В. Параметри й режими процесу знімання плодів струшуванням. *Вісн. Львів. нац. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження*. 2008. №12. Т.2. С. 282-286;

22. Спосіб віброударного знімання плодів. Пат. 69090 А Україна, МКИ А 01 D 46/26. №20031210927; заявл. 02.12.2003; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8.
23. Семен Я.В., Ріпка І.І., Рогульський О.В. Вибір типу з'єднувальної муфти вала приводу віброзбурювача коливань тросового струшувача. *VI Międzynarodna naukowo-praktyczna konferencja "Naukowa przestrzec Europy – 2010"*. Volume 16. Chemia i chemiczne technologie. Ekologia. Rolnictwo. Geografia I geologia. –Przemysl.: „Nauka i studia”, 2010. s. 44-47.
24. Тросовий віброударний струшувач. Пат. 32324 А Україна МПК 6 А 01D 46/24, 51/00. №99041940; заявл. 6.04.99. опубл. 7.03.2000, Бюл. №7-ІІ.
25. Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навч. Посібник. Київ.: Видавництво УСГА, 1992. 240 с.
26. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. Київ.: НМК ВО, 1992. 320с.
27. Шевчук Р.С., Ріпка І.І., Семен Я.В. Удосконалення тросового струшувача плодів. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луцького ДТУ*. Луцьк, 2000. №6. С. 208-211.
28. Шевчук Р.С. Модель системи „тросовий віброударний струшувач плодів – дерево” *Вісн. Львів. держ. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження*. 2004. №8. С. 230-236.
29. Шевчук Р.С., Крупич О.М. Економічна оцінка спеціалізованої сільськогосподарської техніки: *Метод. рекомендації* Львів. ДАУ. Львів, 1994. 27 с.