

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 20 ____ р.
Зав. кафедри Д.Т.Н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА
магістр
(освітній рівень)

тема роботи **«ДОСЛІДЖЕННЯ РУХОМИХ З’ЄДНАНЬ
ПАРАЛЕЛОГРАМНОГО МЕХАНІЗМУ ПОСІВНИХ КОМПЛЕКСІВ
ТА ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО ДОВГОВІЧНОСТІ»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-3-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Данилюк І.І.
(прізвище та ініціали)

Керівник к.е.н., доцент, Кутковецька Т.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

РЕФЕРАТ

Данилюк І.І. Дослідження рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів та підвищення його довговічності (Дипломна робота, Уманський національний університет, 2025: пояснювальна записка на 47 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 20 рисунків, 14 таблиць, 23 джерела літератури).

В дипломній роботі здійснювалися дослідження відносно рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів з метою підвищення їх довговічності. Також запропоновано їх виготовляти з полімерно-композиційних матеріалів, так як, це буде продовжувати довговічність деталей. В результаті досліджень отримані обґрунтовані параметри роботи даного механізму.

Здійснений аналіз щодо експлуатації рухомих з'єднань паралелограмного механізму в різних умовах. При цьому визначено за якими методами необхідно здійснювати їх експлуатацію, щоб підвищити довговічність деталей посівних комплексів.

Об'єкт дослідження – поведінка деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму при копіюваннях рельєфів посівними комплексами.

Предмет дослідження – взаємодія деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму при копіюванні рельєфу з метою підвищення їх довговічності за рахунок якісних матеріалів.

Мета роботи – удосконалення паралелограмного механізму копіювання рельєфу посівних комплексів для підвищення його довговічності.

Ключові слова: ПОСІВНІ КОМПЛЕКСИ, ПАРАЛЕЛОГРАМНЕ З'ЄДНАННЯ, ПАРАМЕТРИ, РУХОМІ З'ЄДНАННЯ, ДОВГОВІЧНІСТЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОЇ ПРОБЛЕМИ.....	5
1.1. Огляд існуючих конструкцій посівних комплексів.....	5
1.2. Огляд методів підвищення довговічності деталей посівних комплексів...	9
1.3. Мета і завдання дослідження.....	12
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	14
2.1. Дослідження функціонування рухомих з'єднань паралелограмного механізму з визначенням їх раціональних параметрів.....	14
2.2. Дослідження підвищення довговічності елементів рухомих з'єднань паралелограмного механізму.....	19
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	23
3.1. Дослідження впливу різного середовища на деталі рухомих з'єднань паралелограмного механізму виготовлених з ПМК.....	23
3.2. Дослідження впливу режимів експлуатації на зношування деталей виготовлених з ПКМ.....	25
3.3. Результати випробувань деталей рухомих з'єднань виготовлених з ПМК	29
3.4. Дослідження триботехнічних характеристик та фізико-механічних властивостей ПМК.....	31
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	33
4.1. Організація охорони праці в господарстві.....	33
4.2. Моделювання виникнення травм при роботі з посівним комплексом.....	34
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЕКТУ.....	36
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	39
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	41

ВСТУП

В даний час у сільськогосподарському виробництві України використовується багато машин подібного призначення, що мають переваги, як в компоновальній схемі, так і в технологічному процесі. При цьому вартість машин різних виробників, схожих за призначенням і близьких за основними характеристиками, може значно відрізнятися. Крім вартості, іншими аргументами при виборі машини для потреб конкретного господарства можуть бути, наприклад, більш висока в порівнянні з аналогами продуктивність, експлуатаційна надійність, наявність у господарстві відповідного за тяговими характеристиками трактора та інше.

Посівні комплекси – це спеціалізована сільськогосподарська техніка, що поєднує функції сівалки, культиватора та інших агрегатів для підвищення ефективності посіву. Їх використання дозволяє підвищити продуктивність завдяки великому бункеру для насіння та добрив, що скорочує час на дозаправку, забезпечує точний висів, знижує ущільнення ґрунту та може одночасно виконувати кілька операцій, наприклад, обробку ґрунту та внесення насіння.

При експлуатації посівних комплексів найбільш уразливими до поломок є деталі паралелограмного механізму, що копіює рельєф поля. Для зменшення поломок деталей посівних комплексів рекомендується використовувати високоякісні матеріали їх виготовлення. Тому, тема досліджень на сьогодні є актуальною.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОЇ ПРОБЛЕМИ

1.1. Огляд існуючих конструкцій посівних комплексів.

В сучасному сільськогосподарському виробництві широкого поширення набули посівні комплекси вітчизняного та зарубіжного виробництва. Перевагою їх є те, що вони за один прохід можуть виконувати кілька операцій, таких як передпосівний обробіток ґрунту, посів, коткування до і після посіву та вирівнювання ґрунту. Застосування посівних комплексів знижує кількість проходів агрегату по полю, що сприяє підвищенню якості посіву, продуктивності, зниженню витрат на ПММ та робочу силу [2, 8].

Технологічний процес посіву (рис. 1.1) посівним комплексом полягає у наступному.

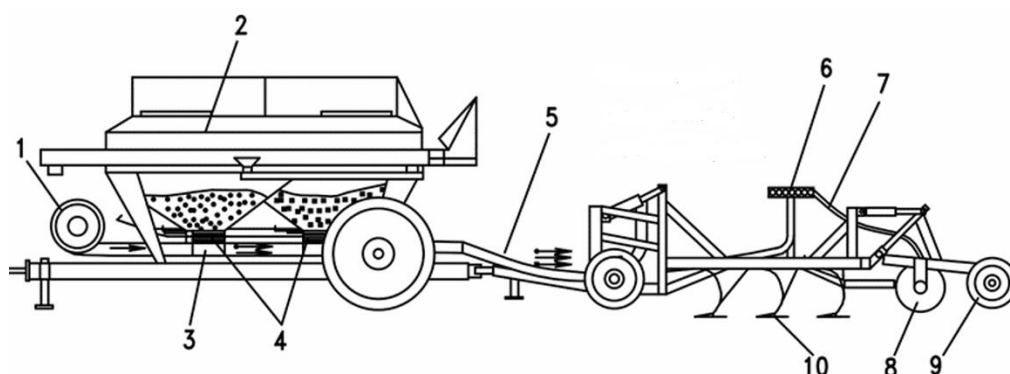


Рисунок 1.1 – Технологічна схема посівного комплексу

1 – вентилятор; 2 – бункер; 3 – ежектор; 4 – висівні катушки; 5 – основний насіннепровід; 6 – розподільна головка; 7 – насіннепровід ; 8 – сошник;
9 – коток; 10 – робочі органи.

Вентилятор 1 створює потік повітря і направляє його в ежектор 3. катушки 4 дають порцію насіння та добрив, які змішуються в ежекторі 4 з повітрям та під його впливом насіння та добрива прямують у розподільчу головку 6, де насіння розподіляється по насіннепроводах 7, надходять у сошники 8 посівної машини і закладаються в ґрунт з одночасним прикочуванням. За передпосівну підготовку ґрунту відповідають дискові та лапові робочі органи 10 [1].

Комплекси для посіву сільськогосподарських культур можна прокласифікувати: за типом приводу вентилятора; за типом приводу висівних апаратів; за розташуванням бункерів для насіння та добрив; за розташуванням робочих органів для передпосівної підготовки ґрунту.

За типом приводу вентилятора (рис.1.2) бувають гідравлічні, від валу відбору потужності трактора та автономні від двигунів внутрішнього згоряння. Вентилятор забезпечує нагнітання повітря в насіннєпроводи, а також створює надлишковий тиск всередині бункера для кращого проходження насіння через висівний апарат. Частота обертання вентилятора встановлюється в межах $2800-6000 \text{ хв}^{-1}$ та залежить від діаметра трубопроводу і культури, що висівається.

До посівних машин з гідравлічним приводом вентилятора відносяться John Deere (США), Amazone (Німеччина), Horsch (Німеччина), Vaderstad (Швеція), Kverneland (Норвегія) та ін.

Гідравлічний привід вентилятора не потребує додаткових витратних витрат матеріалів та надійний в експлуатації.

Привід вентилятора від валу відбору потужності трактора застосовується на посівному комплексі Q-SEM (Австрія).

Посівні комплекси з автономним приводом вентилятора та приводом від валу відбору потужності менш вимогливі до продуктивності гідравлічної системи тракторів.

Привід висівних апаратів посівних комплексів можна поділити на механічний та електричний. Механічний привід висівного апарату здійснюється від опорного колеса бункера через електромагнітну муфту, яка включає або вимикає зчеплення з механічною системою приводу, що дозує системи. [1] Такий привід відрізняється простотою виконання та надійністю в експлуатації. Електричний привід висівних апаратів забезпечує високу рівномірність висіву.

Посівні комплекси в залежності від розташування бункера можна розділити на фронтальні навісні, встановлені безпосередньо на раму ґрунтообробного знаряддя та причіпні (рис. 1.3). Причіпні можуть розташовуватися перед ґрунтообробним знаряддям і після нього.

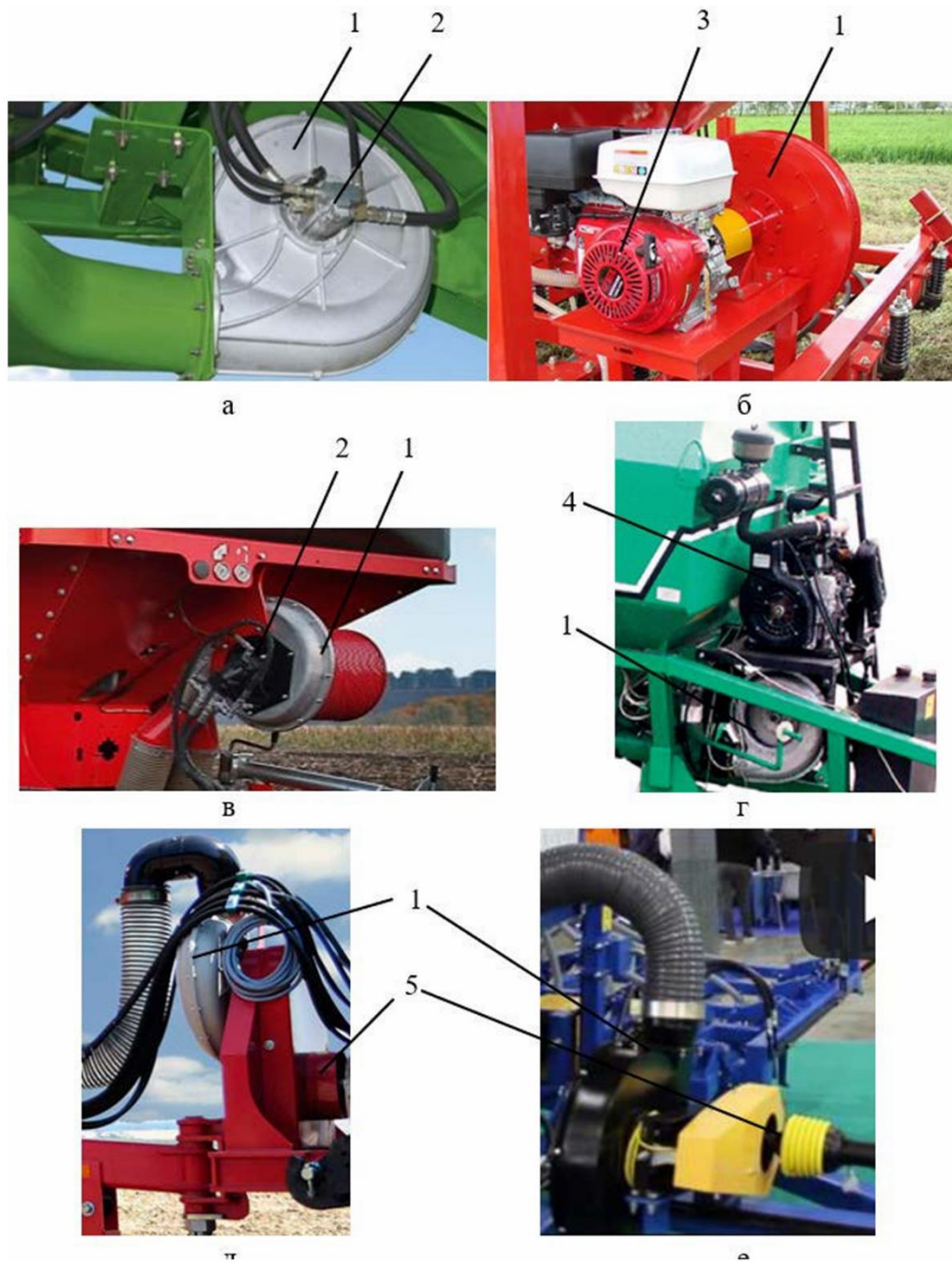


Рисунок 1.2 – Привід вентилятора посівних комплексів:

- 1 – вентилятор; 2 – гідромотор; 3 – бензиновий двигун внутрішнього згоряння;
 4 – дизельний двигун внутрішнього згоряння; 5 – привід від ВОМ;
 а – привід вентилятора від гідромоторів посівного комплексу John Deere;
 б – привід вентилятора від двигуна внутрішнього згоряння посівного комплексу Agrator;
 в – привід вентилятора від гідромотори посівного комплексу Horsch;
 г, д – привід вентилятора від валу відбору потужності трактора посівного комплексу Q-SEM.

Посівні комплекси з фронтальним, навісним розташуванням бункера відзначаються універсальністю, а також високим ступенем завантаження протягом

року. Фронтальне розташування дозволяє рівномірно розподілити навантаження між осями трактора [3]. Такі машини випускаються компаніями Amazone (Німеччина), Maschio Gaspardo (Італія), Lemken (Німеччина), Sulky (Франція), Vaderstad (Швеція), Agrisem (Франція) та ін. (Рис. 1.4).

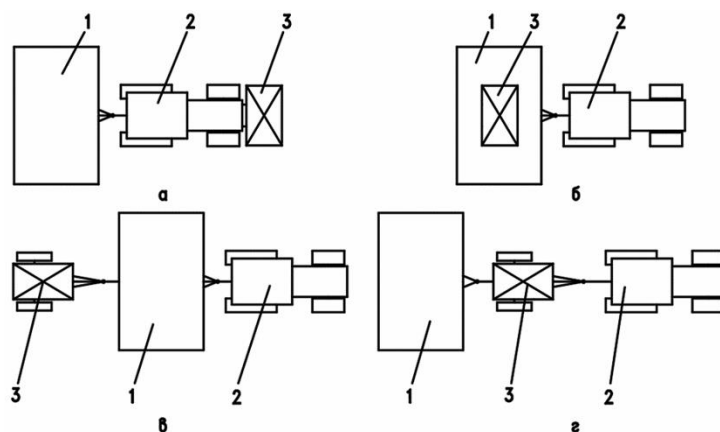


Рисунок 1.3 – Схема розташування бункера для насіння та (або) добрив посівних комплексів

1 – ґрунтообробні знаряддя; 2 – трактор; 3 – бункер для насіння та (або) добрив;
 а – фронтально (начіпне розташування); б – розташування бункера на рамі ґрунтообробного знаряддя; в – причіпний бункер, розташований після ґрунтообробного знаряддя; г – причіпний бункер, розташований перед ґрунтообробним знаряддям.

Посівні машини з розташуванням бункера на рамі ґрунтообробного знаряддя відрізняються компактністю та гарною маневреністю. До недоліків такого розташування бункера можна віднести зміну тиску на робочі органи в міру зменшення насіння.



а



б

Рисунок 1.4 – Посівні комплекси провідних фірм :

а – Gaspardo PE 300; б – Amazone Cirrus

Причіпні бункери, розташовані після сошникової групи, вдавлюють колесами висіяне та зароблене насіння в ґрунт, внаслідок чого, порушується глибина посіву, що призводить до нерівномірної схожості насіння. Бункери, розташовані, перед ґрунтообробними знаряддями сильно ущільнюють. Компанії-виробники вирішують цю проблему збільшенням глибини обробітку робочими органами, що йдуть слідом за бункером. Основною перевагою причіпних бункерів є великий їх обсяг до 13000 л, а також можливість поділу бункерів для насіння та добрив.

Основною відмінністю посівних комплексів є те, що вони можуть працювати на різних агрофонах, у різних кліматичних зонах та типах ґрунтів, а також залежно від розміру та потреб підприємства.

В ході досліджень визначено, науковцями мало розглянуті проблеми покращення показників роботи посівних машин через удосконалення конструкцій деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів, що копіює рельєф поля.

1.2. Огляд методів підвищення довговічності деталей посівних комплексів.

Будь-яка сільськогосподарська техніка працює в умовах підвищеного навантаження та агресивного середовища. Тому, при виборі способу відновлення, необхідно враховувати можливість покращення характеристик деталі, щоб забезпечити її довговічність та надійність в експлуатації. Наприклад, використання спеціальних покриттів або модифікованих матеріалів може суттєво збільшити термін служби відновленої деталі. Таким чином, вибір раціонального способу відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки є складним завданням, що вимагає врахування багатьох факторів. Дослідження у цій галузі дозволять розробити ефективніші методики вибору та оптимізації процесу відновлення, що призведе до підвищення ефективності та надійності сільськогосподарської техніки.

Відновлення деталей, засновано на трьох критеріях: технологічному, довговічності та економічній доцільності [1, 2].

Перший критерій – технологічний, який включає підбір можливих способів відновлення та обробки деталей. Для різних типових деталей існує безліч технологічно прийнятних способів відновлення, які відрізняються за надійністю та вартістю. Було створено банк даних [2], що містить інформацію про зносостійкість деталей під час використання різних способів відновлення та обробки.

Другий критерій – довговічність, що пов'язаний із забезпеченням певного ресурсу деталей. Він характеризується коефіцієнтом довговічності, що дозволяє оцінити, наскільки довго деталь функціонуватиме після відновлення. Це важливий чинник при ухваленні рішення щодо ремонту деталей.

Третій критерій – економічна доцільність, включає аналіз умов роботи деталі та її зносу, оцінку матеріалу, яким відновлюються деталі, проведення стендових випробувань відновлених поверхонь та оцінку вибраних способів у виробничих умовах.

Раціональний спосіб відновлення деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів є важливим кроком для забезпечення їх довговічності та ефективної роботи. При неправильному виборі методу відновлення можна зіткнутися з проблемами, такими як недостатня надійність, підвищений знос та високі витрати на обслуговування. Тому, слід враховувати не тільки технічні аспекти, а й економічну складову після ухвалення рішення. Також варто зазначити, що в даний час існують нові технології та методи відновлення деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів, які можуть бути ефективнішими та економічнішими. Деякі з них включають застосування нових матеріалів з підвищеною зносостійкістю. Серед матеріалів з підвищеною зносостійкістю широкого розповсюдження набули композиційні матеріали різних типів (рис. 1.5) [4, 22].

Переваги у використанні полімерно-композиційних матеріалів (термо- та реактопластів) у порівнянні з широко розповсюдженими матеріалами (сталлями, сплавами та матеріалами на їх основі) достатньо суттєві, вони мають менший знос,

відсутність обслуговування та інші.

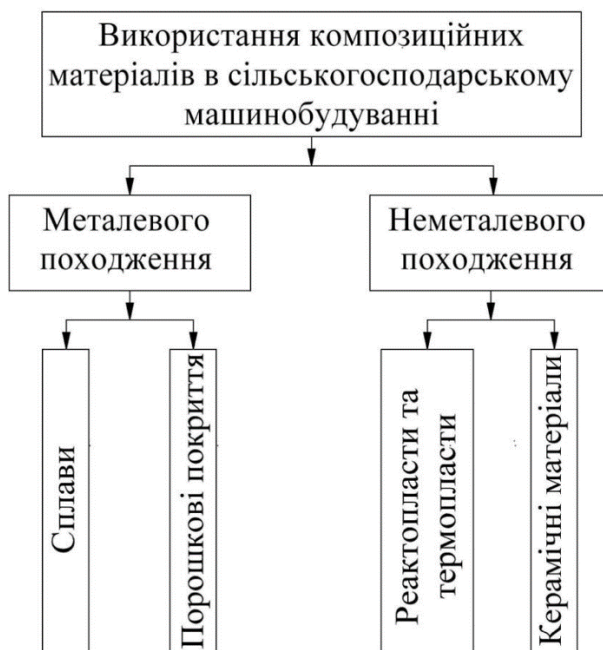


Рисунок 1.5 – Композиційні матеріали, що використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні

Полімерно-композиційні матеріали мають підвищену жорсткість, твердість, міцність та вібростійкість відносно різних матеріалів. Крім того, вони є теплостійкими, стабільними, а також мають знижену газо- та водопроникність. Вони здатні витримувати суттєві навантаження та забезпечують успішну експлуатацію відремонтованих деталей та вузлів. Їх застосування дозволяє виконувати найбільшу частину ремонтних робіт відновлення деталей та вузлів сільськогосподарської техніки, зокрема і посівних комплексів.

Такими чином, розвиток сучасних методів застосування двокомпонентних полімерно-композиційних матеріалів є великою перевагою для підвищення довговічності деталей та вузлів, їх відновлення та додатковий захист від зносу широко та швидкими темпами має впроваджуватися у виробничий процес ремонтних підприємств [4].

Для розв'язання завдань, пов'язаних із розробкою і дослідженням властивостей нових ПКМ у рухомих з'єднаннях посівних машин є необхідність у доведенні експериментальної доцільності їх застосування. Необхідно побудувати і модель, що описує динаміку навантажень за різних режимів роботи дискового

сошника. Слід також провести теоретичні розрахунки, що враховують зміну навантаження на окремі рухомі з'єднання деталей паралелограмного механізму копіювання.

Оскільки основними показниками, за якими оцінюють працездатність ПКМ, за умови забезпечення міцності, є тиск p і швидкість ковзання v , то фактор pv – добуток цих показників – характеризує нормальну роботу матеріалу без змашування в динамічних умовах експлуатації. Обґрунтування міцніших характеристик та параметрів фактору pv для полімерно-композиційних матеріалів у рухомих з'єднаннях паралелограмного механізму копіювання потребує розгляду його силової картини при статичному і динамічному навантаженнях.

1.3. Мета і завдання дослідження.

Отже, в результаті проведеного аналізу в першому розділі визначено, що на сьогодні існує багато конструкцій посівних комплексів вітчизняних та зарубіжних виробників. Проте, деякі із них не забезпечують якісні показники виконання технологічних операцій. Однією із причин поганої роботи посівних комплексів, тобто нерівномірності висіву та глибини закладання насіння, є зносостійкість деталей та вузлів, що відповідають за копіювання рельєфу поля.

Таким чином, існує потреба в удосконаленні та розробленні методів відновлення деталей та вузлів посівних комплексів зносостійкими матеріалами. В результаті досліджень становлено, що такими є полімерно-композиційні матеріали. Тому, дослідження їх фізико-механічних властивостей є основним в проведенні даних досліджень.

Згідно вище зазначеного, ми визначили основну мету та завдання дослідження.

Мета роботи – удосконалення паралелограмного механізму копіювання рельєфу посівних комплексів для підвищення його довговічності.

Завдання дослідження:

- проаналізувати конструкції посівних комплексів, виявити причини зношування основних деталей та визначити методи їх відновлення для підвищення

довговічності;

- провести теоретичні дослідження щодо параметрів роботи рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів й підвищення їх довговічності;

- провести експериментальні дослідження впливу різних умов експлуатації рухомих з'єднань паралелограмного механізму та підвищення довговічності через використання полімерно-композиційних матеріалів для їх відновлення;

- здійснити техніко-економічне обґрунтування проекту.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Дослідження функціонування рухомих з'єднань паралелограмного механізму з визначенням їх раціональних параметрів.

Для обґрунтування раціональних параметрів рухомих з'єднань паралелограмного механізму застосовувалася математична модель, що наведена в [15]. В якості вихідних даних для розрахунків бралися параметри посівного комплексу «Агро-Союз Turbosem II 19-60».

Приклад визначення кінематичних характеристик для моменту часу 0,01905 с наведені в таблицях 2.1-2.3. Графічні інтерпретації для вказаного моменту часу наведено на рис. 2.1-2.3.

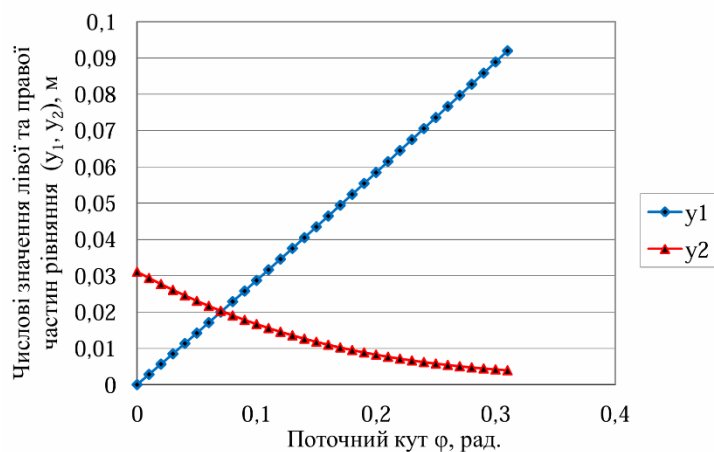
Зауважимо, що у виділеному рядку практично співпадають параметри y_1 та y_2 . Це дає можливість вважати значення досліджуваного параметру раціональним.

Таблиця 2.1 – Приклад визначення кута повороту тяги φ

φ , рад.	AB, м	φ_0 , рад.	t, с	a, м	π	v, м/с	h, м	y_1 , м	y_2 , м
0	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0	0,03109
0,01	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,00282	0,02936
0,02	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,00565	0,02770
0,03	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,00849	0,02609
0,04	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,01134	0,02456
0,05	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,01421	0,02308
0,06	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,01708	0,02167
0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,01997	0,02033
0,08	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,1416	2,1	0,09	0,02287	0,01905

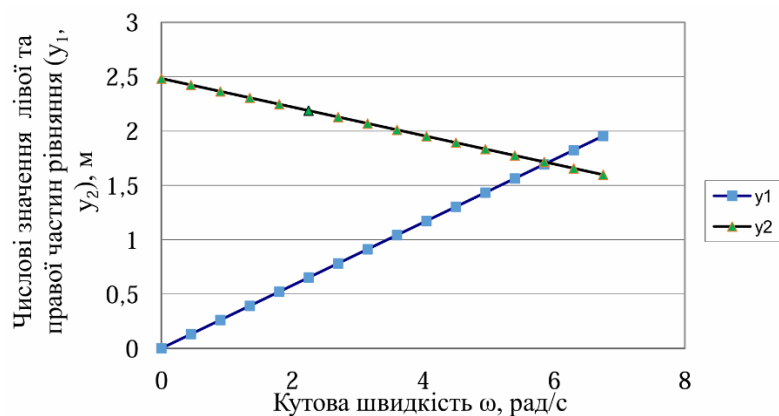
Точний розв'язок по визначенню кута повороту тяги AB, який визначався, із використанням графічного розв'язку, що показаний на рис. 2.1.

Таким чином, поточний кут повороту даної тяги, при $t=0,01905$ с, $h=0,09$ м: дорівнює $\varphi=0,07$ рад. На основі отриманого значення кута повороту тяги визначалася кутова швидкість ω (табл. 2.2, рис. 2.2).

Рисунок 2.1 – Графіки визначення кута φ Таблиця 2.2 – Приклад визначення кутової швидкості ω

ω , с^{-1}	φ , рад.	AB, м	φ_0 , рад.	t, с	a, м	π	v, м/с	h, м	y_1 , м	y_2 , м
0	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0	2,482865
0,45	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,13026	2,42382
0,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,26051	2,36478
1,35	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,39077	2,30574
1,8	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,52102	2,24670
2,25	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,65128	2,18766
2,7	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,78153	2,12862
3,15	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	0,91179	2,06957
3,6	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,04204	2,01053
4,05	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,17230	1,95149
4,5	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,30256	1,89245
4,95	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,43281	1,83341
5,4	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,56307	1,77437
5,85	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,69332	1,71532
6,3	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	1,82358	1,65628

Так само провівши аналіз таблиці 2.2, як і таблиці 2.1 здійснювалось визначення раціонального значення кутової швидкості, що дорівнює $\omega=5,9 \text{ с}^{-1}$.

Рисунок 2.2 – Графіки визначення кутової швидкості ω

Рациональне значення кутової швидкості дорівнює $\omega=5,9 \text{ c}^{-1}$ (абсцис точки перетину ліній y_1, y_2 , рис. 2.2) використовували далі для визначення кутового прискорення ε (табл. 2.3, рис. 2.3).

Таблиця 2.3 – Приклад визначення кутового прискорення ε

$\varepsilon, \text{c}^{-2}$	ω, c^{-1}	$\varphi, \text{рад.}$	$AB, \text{м}$	$\varphi_0, \text{рад.}$	$t, \text{с}$	$a, \text{м}$	π	$v, \text{м/с}$	$h, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$
0	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	3,8629	62,7742
10	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	6,7574	61,4622
20	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	9,6520	60,1502
30	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	12,5466	58,8381
40	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	15,4412	57,5261
50	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	18,3357	56,2141
60	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	21,2303	54,9020
70	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	24,1249	53,5900
80	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	27,0194	52,2779
90	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	29,9140	50,9659
100	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	32,8086	49,6539
110	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	35,7031	48,3418
120	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	38,5977	47,0298
130	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	41,4923	45,7178
140	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	44,3868	44,4057
150	5,9	0,07	0,31	1,1347	0,01905	0,1	3,142	2,1	0,09	47,2814	43,0937

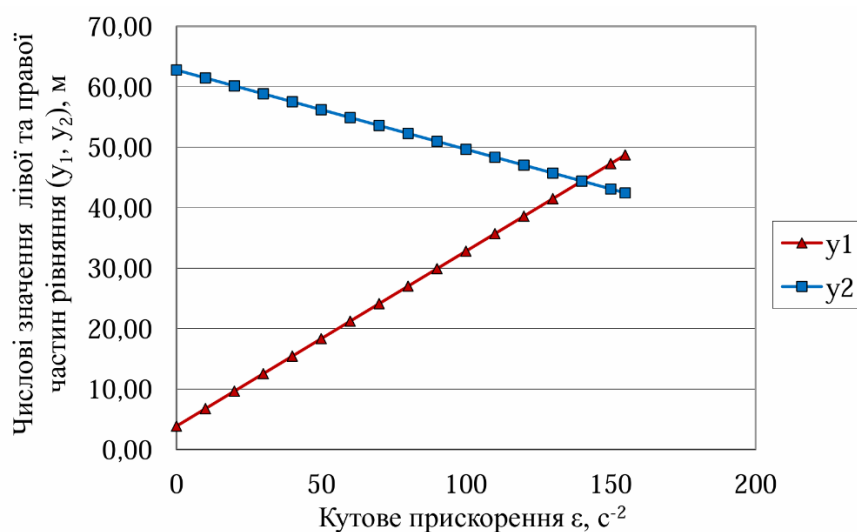


Рисунок 2.3 – Графіки визначення кутового прискорення ε

На основі розрахункових даних, наведених в табл. 2.1-2.3, і їх графічної інтерпретації, рис. 2.3, впливає, що значення параметру кутової швидкості при $t=0,01905 \text{ с}$, $h=0,09 \text{ м}$, $\varphi=0,07 \text{ рад.}$, $\omega=5,9 \text{ c}^{-1}$ дорівнює $\varepsilon=140 \text{ c}^{-2}$.

За даними отриманих значень кінематичних характеристик елементів ми визначали силову картину в механізмі копіювання (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Силів навантаження при взаємодії механізму копіювання з ґрунтом (момент часу $t=0,01905$ с)

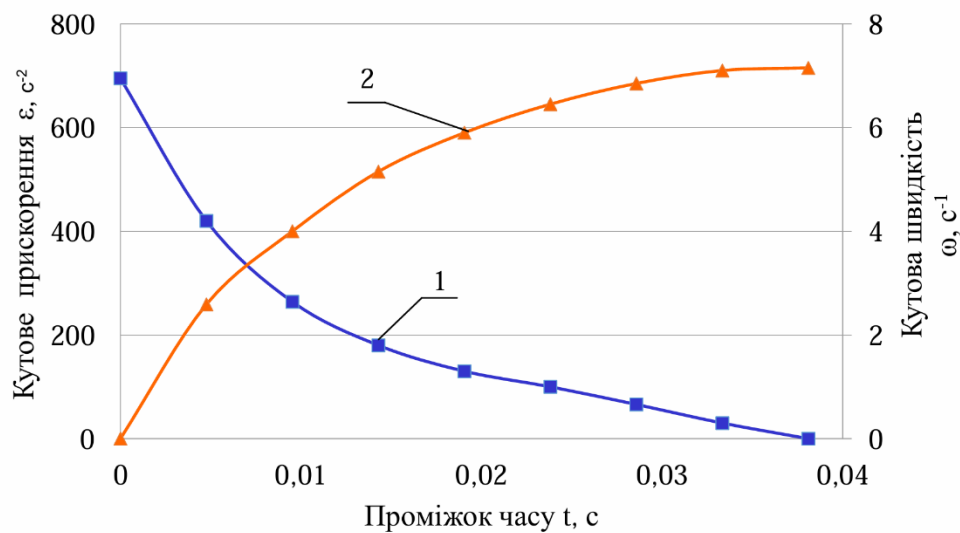
Реакції у рухомих з'єднаннях, Н											
R_{bx}	R_{bly}	R_{by}	R_{b1x}	R_{ax}	R_{ay}	R_{a1x}	R_{a1y}	R_{x6}	R_{y6}	$R_{xг}$	$R_{yг}$
40	2697	8783	16	54	8395	5	8564	31	11969	198	10556

Зміна часу в межах інтервалу подолання перешкоди дала можливість визначити максимальні кутові швидкості ω та прискорення ε (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Розрахунки кінематичних характеристик

$t, \text{с}$	$\varphi, \text{рад.}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$\varepsilon, \text{с}^{-2}$
0	0	0	695
0,0048	0,005	2,59	420
0,0095	0,024	4,00	264
0,0143	0,044	5,15	180
0,0190	0,070	5,90	140
0,0238	0,105	6,45	100
0,0286	0,132	6,85	66
0,0333	0,167	7,10	30
0,0381	0,201	7,15	0

На рис. 2.4 показано графічні залежності кінематичних характеристик від часу.



1 – кутове прискорення; 2 – кутова швидкість

Рисунок 2.4 – Залежність кутової швидкості ω та кутового прискорення ε елементів механізму копіювання від часу t

За значеннями відповідних прискорень елементів механізму копіювання розраховані навантаження в його окремих з'єднаннях. Встановлено залежність сил реакцій, що виникають при взаємодії механізму копіювання з ґрунтом від висоти перешкоди (профілю поля) (табл. 2.6, рис. 2.5).

Таблиця 2.6 – Розрахунки сил реакцій при взаємодії механізму копіювання з ґрунтом (момент часу $t=0,00476$ с)

h, м	Реакції у рухомих з'єднаннях, Н											
	Rbx	Rb1y	Rby	Rb1x	Rax	Ray	Ra1x	Ra1y	Rx6	Ry6	Rxг	Ryг
0,01	147	2076	7230	60	130	7064	29	7093	121	9702	365	8942
0,02	176	3158	11060	75	143	10823	17	10866	209	14770	670	13558
0,03	178	3732	13434	75	132	13136	7	13190	277	17855	925	16247
0,04	185	4401	15952	78	128	15600	25	15664	336	21159	1146	19207
0,05	190	4997	18202	80	123	17802	40	17875	388	24112	1341	21851
0,06	194	5523	20182	82	118	19740	54	19821	433	26712	1510	24178
0,07	196	5977	21894	83	113	21415	67	21502	471	28959	1654	26189
0,08	199	6389	23443	84	109	22931	78	23025	505	30995	1783	28009
0,09	200	6730	24723	85	106	24183	87	24282	532	32677	1886	29512
0,10	201	7067	25882	85	109	25314	90	25416	541	34241	1919	30881

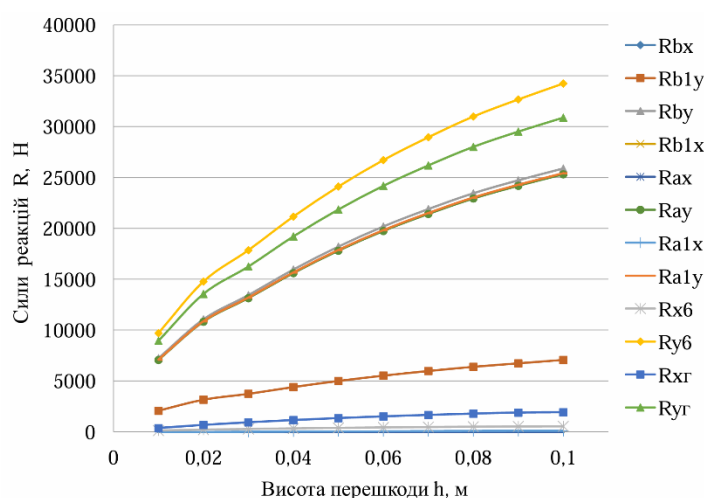


Рисунок 2.5 – Графічні залежності реакцій в механізмі копіювання від висоти перешкоди (момент часу $t=0,00476$ с)

Таким чином, визначені сили реакцій при динамічних навантаженнях, є залежності від висоти перешкоди (рис. 2.5), дозволяють встановити, якими фізико-механічними властивостями повинні володіти матеріали рухомих з'єднань, щоб задовольняти умовам роботи в паралелограмному механізмі посівного комплексу. Поряд з встановленими кінематичними характеристиками (табл. 2.5), для будь-якого моменту часу, висоти перешкоди (профілю поля) та геометричних параметрів

механізму копіювання визначали умови роботи за поточним значенням фактору pv . Використання цього фактору дозволяє оптимізувати параметри деталей з полімерно-композиційних матеріалів для рухомих спряжень паралелограмного механізму копіювання профілю поля.

2.2. Дослідження підвищення довговічності елементів рухомих з'єднань паралелограмного механізму.

Оцінка експлуатаційних властивостей деталей, виготовлених із полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ), в машинобудуванні має вирішальне значення через унікальні характеристики цих матеріалів, включаючи їхнє високе відношення міцності до ваги, корозійну стійкість і гнучкість конструкції. Дана оцінка включає безліч методів, кожний з яких спрямований на розуміння того, як ці компоненти будуть працювати у різних умовах експлуатації [14].

Міцність ПКМ є складною функцією пружних та релаксаційних властивостей. У процесі експлуатації деталей, виготовлених чи відновлених з використанням ПКМ, ці властивості постійно змінюються.

Оцінюючи міцність деталей із ПКМ, найчастіше використовують два поняття:

- пружність, яка визначає рівень навантаженості;
- рівень пружності, яка визначає межу навантаженості.

Умова міцності при розтягуванні за пружністю, що допускається, має вигляд:

$$\sigma_{p\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma_p] \quad (2.1)$$

де $\sigma_{p\max}$ – найбільша розрахункова пружність деталі; σ_p – пружність матеріалу деталі при розтягуванні, що допускається; N – розрахункова внутрішня сила у перерізі A .

Модуль нормальної пружності (модуль Юнга) односпрямованого КМ у напрямку осі армування:

$$E_{xK} = E_B V_B + E_M V_M = E_B V_B + E_M (1 - V_B) \quad (2.2)$$

де E_B , E_M – модулі пружності волокон та матриці; V_B , V_M – об'ємна частина волокон та матриці.

Нормальна пружність для односпрямованого композиційного матеріалу по осі армування визначається:

$$\sigma_{\text{ХК}} = \sigma_{\text{ХК}} V_{\text{В}} k_{\text{В}} + \sigma_{\text{ХВ}} (1 - V_{\text{В}}) k_{\text{М}} \quad (2.3)$$

де $k_{\text{В}}$ коефіцієнт умов роботи волокон; $k_{\text{М}}$ – коефіцієнт, що враховує пористість матриці.

Міцність деталей із полімерно-композиційних матеріалів напряму залежить від умов експлуатації сільськогосподарської техніки. У процесі роботи деталі рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів піддаються різноманітним видам навантажень: розтягуванню, стиску, вигину, кручення, зрізу та іншим, іноді одночасно (наприклад, розтягування та вигин) [8]. Існує безліч методів механічних випробувань, які враховують специфіку навантажень, режимів роботи та умов експлуатації конкретних деталей із полімерних композитних матеріалів.

Для точного визначення значення руйнування пружності можна використовувати вимірювання твердості ПКМ. Твердість – це здатність матеріалу протистояти шкідливим елементам. Вона відбиває механічні властивості поверхні і є однією з ключових характеристик матеріалів, що визначають їх механічні властивості. Твердість, разом із міцністю, вказує на здатність матеріалу чинити опір деформації [11].

Працездатність деталей з ПКМ перевіряли за фактором p_v .

Таким чином, питоме навантаження розраховували за формулою:

$$p = \frac{R_{\text{max}}}{l \cdot d}, \quad (2.4)$$

де p – питоме навантаження, Н/м²; R_{max} – навантаження на шарнірне з'єднання, Н; d – діаметр деталі, м; l – довжина (висота) деталі, м.

Проведемо оцінку питомого навантаження для шарніра B_1 . Для цього приймаємо наступні значення деталі з ПКМ для відповідного рухомого з'єднання: $d=0,03$ м, $l=0,03$ м, $R_{\text{max}_{B1}}=2700$ Н. Підставивши наведені дані у формулу, маємо:

$$p = 3 \text{ МПа}. \quad (2.5)$$

Використовуючи математичну модель [15] та проведеною оцінкою

визначено (табл. 2.5), що максимальне значення кутової швидкості складає 7,15 рад/с. Враховуючи геометричні розміри експериментальної деталі з ПКМ (шарніра B_1) лінійна швидкість ковзання становить:

$$v = \omega \cdot r = 0,107 \text{ м / с} \quad (2.6)$$

З отриманих даних значення фактору pv для шарніру B_1 дорівнює 0,3МПа·м/с. Відповідно до даних, наведених в роботах [3] ПКМ на основі УПА-6-30 (поліамід наповнений 30% мас. вуглецевими волокнами) здатний працювати при значення фактору $pv=2\text{МПа}\cdot\text{м/с}$, що перевищує отриману теоретичну оцінку. Отже, можна стверджувати, що працездатність рухомого з'єднання паралелограмного механізму копіювання, виготовленого з ПКМ, цілком забезпечується.

Як видно, з наведеної табл. 2.7, використання сталі у даних рухомих з'єднаннях є неефективним у порівнянні з ПКМ, через невиправдано великі характеристики міцності та високі коефіцієнти тертя. Це свідчить про те, що властивості матеріалу не використовуються в повній мірі.

Таблиця 2.7 – Властивості композитів [3] та сталі 20

Параметр	Назва матеріалу і значення		
	СКММ-40Н	СКММ-30М	Сталь 20
Щільність, г / см ³	1,2	1,14	7,8
Ударна в'язкість, кДж/м ²	35	39	140
Межа міцності при стисканні, МПа	166	128-148	410
Коефіцієнт тертя:			
- тертя без змащування	0,16...0,24	0,18-0,26	0,75-0,8
- при змащуванні водою	0,02...0,03	0,06...0,08	-
- при змащуванні оливою	0,01	0,018...0,03	0,03-0,05
Здатність до рециклінгу (повторної переробки)	Здатні		Не здатна

Різке зростання коефіцієнту тертя, майже в 4 рази, у разі відсутності змащувального середовища, для сталевих підшипників ковзання рухомих з'єднань призводить до їх швидкого зносу, а отже і до зменшення довговічності механізму копіювання сівалок. Крім того посівні комплекси працюють в умовах підвищеної

запиленості (абразивна дія), яка сприяє прискоренню процесу зношування. Внаслідок цього у рухомих з'єднаннях виникають неконтрольовані коливання механізму копіювання, які унеможливають виконання сівби у відповідності до агровиимог.

Таким чином, в контексті полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ) термоаналітичні методики служать для виявлення фазових переходів, що супроводжуються змінами термодинамічних параметрів, таких як ентальпія, ентропія, внутрішня енергія та обсяг. Більш того, ці прийоми застосовуються для виявлення зразків, встановлення оптимальних параметрів затвердіння полімерних композиційних матеріалів, оцінки ефективності перетворення функціональних груп, вивчення термічної стійкості, визначення температури початку окислення та розкладання, і навіть для вимірювання концентрації різноманітних домішок.

Отже, в другому розділі нами проведені теоретичні дослідження за якими визначено наступне: за наведеною математичною моделлю в даному розділі були визначені раціональна параметри роботи рухомих з'єднань паралелограмного механізму посівних комплексів. Основними із них є кут повороту тяг, кутова швидкість та кутове прискорення. За вказаними показниками була визначена працездатність рухомого з'єднання паралелограмного механізму посівних комплексів, що копіює рельєф поля, та виготовлений з полімерно-композиційного матеріалу УПА-6-30. Таким чином, експлуатаційне його значення дорівнює $0,3 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, при допустимому – $2,0 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Дослідження впливу різного середовища на деталі рухомих з'єднань паралелограмного механізму виготовлених з ПКМ.

Результати досліджень показали (табл. 3.1), що адсорбція вологи є причиною зменшення границі міцності при стисканні σ та модуля пружності E на 5,64 % та 14,67 % відповідно [11].

Таблиця 3.1 – Вплив вологи на властивості ПКМ

Показник	Еталонні	Витримані у воді
σ , МПа	134,7	127,1
E , МПа	1883,1	1606,9

Зміна цих показників може призвести до скорочення ресурсу деталі, зниження витримки пікових навантажень тощо.

Результати досліджень виявили, що коефіцієнти тертя досліджуваних матеріалів відрізняються незначно і складають 0,22...0,24.

Виходячи з цього, можна стверджувати, що наявне погіршення фізико-механічних властивостей ПКМ при контакті з водою. Тому, при проектуванні рухомих з'єднань машин необхідно враховувати вплив можливої негативної дії навколишнього середовища на властивості деталей, виготовлених з аліфатичних поліамідів та ПКМ на їх основі.

Проведені дослідження матеріалу УПА-6-30 показали (табл. 3.2, рис. 3.1) значне зменшення вологопоглинання зразків, у порівнянні з контрольним зразком – 0,39 % та 0,65 % мас відповідно. Зміна маси експериментальних та еталонних зразків протягом 7 діб становила 0,1 % та 0,29 % відповідно.

Можна побачити, що запропонований метод термічної обробки готових деталей в середовищі мастил за температури 393 К, дозволяє зменшити вологопоглинання ПКМ на 40 %, у порівнянні з еталоном.

Таблиця 3.2 – Середні показники волого поглинання ПКМ УПА-6-30

№ п/п	Середовище		Маса, г					Вологопоглинання за ГОСТ 4650-80, %	Залишкова волога через 7 діб після проведення досліджень, %
			Перед термообробкою	Після термообробки	Різниця	Після сушіння	Після витримки у воді		
1	Еталон		12,7426	-	-	12,7114	12,7939	0,65	0,36
2	393 К, 120 хв	МС-20	12,7512	12,7496	0,00157	12,7364	12,7858	0,39	0,31
3		ПМС-200	12,7515	12,7453	0,00617	12,7339	12,7858	0,41	0,30
4		И-40	12,7390	12,7382	0,00083	12,7245	12,7736	0,39	0,29

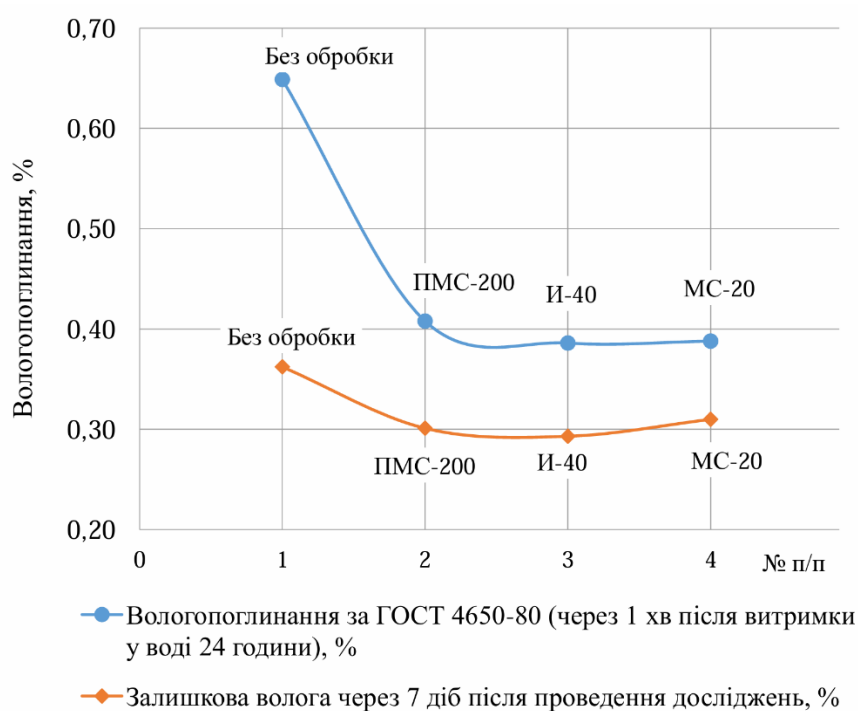


Рисунок 3.1 – Графіки волого поглинання ПКМ УПА-6-30 від середовища термоїчної обробки

Запропоновані заходи дозволяють зменшити вплив навколишнього середовища (вологи) на деталі з ПКМ, а саме зміна маси деталей при контакті з водою не перевищує на 0,1 %.

3.2. Дослідження впливу режимів експлуатації на зношування деталей виготовлених з ПКМ.

При дослідженні впливу на зношування деталей з ПКМ УПА-6-30 основних факторів умов роботи рухомих з'єднань зразків (деталей) застосовували математичне планування експерименту [15]. Основними факторами умов експлуатації, які впливають на триботехнічні характеристики рухомих з'єднань є навантаження, лінійна швидкість ковзання та зазор в трибоспряженні.

Вплив цих факторів досліджували за загальною схемою при трьох рівнях кожного з них. Для спрощення розрахунків, фактичні значення навантаження, швидкості ковзання та зазору перетворювали в умовні одиниці. Значення змінних встановлювали таким чином, щоб при переведенні в умовний масштаб вони відповідали: -1 ; 0 ; $+1$.

Різниця значень змінних між нульовим рівнем і ± 1 (крок варіювання) визначає границі області досліджень, в межах якої отримували необхідну інформацію про зношування деталі, виготовленої з матеріалу УПА-6-30.

При розробці математичної моделі впливу режимів експлуатації на величину зношування, на ПК, складали схему планування експерименту при трьох змінних: швидкість ковзання, навантаження та зазор у трибоспряженні зразків (деталей).

Вибір режиму випробування і зазору здійснювали наступним чином:

а) встановлювали значення нульового (або середнього) рівня $X_{i(\text{cp})}$ навантаження, швидкості ковзання та зазору в спряженні, у відповідності з реальними експлуатаційними умовами рухомих трибоспряжень паралелограмного механізму копіювання посівного комплексу:

- навантаження 250 Н;
- швидкість ковзання 0,15 м/с;
- величина зазору в спряженні – 300 мкм.

б) задавали інтервали зміни (крок варіювання) кожної змінної:

- навантаження 50 Н;
- швидкість ковзання 0,05 м/с;

- величина зазору в спряженні 50 мкм.

в) розраховували значення рівнів +1 і -1 шляхом додавання і віднімання із середнього рівня кроку варіювання:

- навантаження: $x_{i-1}(\min)=250-50=200$ Н, $x_{i+1}(\max)=250+50=300$ Н;

- швидкість ковзання: $x_{i-1}(\min)=0,15-0,05=0,1$ м/с, $x_{i+1}(\max)=0,15+0,05=0,2$ м/с;

- величина зазору в спряженні: $x_{i-1}(\min)=300-50=250$ мкм, $x_{i+1}(\max)=300+50=350$ мкм.

Результати розрахунку вихідних режимів досліджень наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Основні рівні навантаження, швидкості ковзання та величини зазору в спряженні

Показник	Факт	Середній рівень	Крок варіювання	Значення рівнів змінних		
				-1	0	1
P, Н	x ₁	250	50	200	250	300
v, м/с	x ₂	0,15	0,05	0,1	0,15	0,2
S, мкм	x ₃	300	50	250	300	350

Фактичні значення навантаження, швидкості ковзання та величини зазору при постановці досліду наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Схема планування експерименту для трьох компонентів

№ експер и- менту	Значення параметру						U, 10 ⁻³ Г
	Умовних одиниць			Реальне значення			
	x ₁	x ₂	x ₃	P, Н	v, м/с	S, мкм	
1	-1	-1	0	200	0,10	300	6,8
2	1	-1	0	300	0,10	300	12,5
3	-1	1	0	200	0,20	300	7,5
4	1	1	0	300	0,20	300	14,0
5	-1	0	-1	200	0,15	250	7,9
6	1	0	-1	300	0,15	250	16,7
7	-1	0	1	200	0,15	350	7,4
8	1	0	1	300	0,15	350	11,7
9	0	-1	-1	250	0,10	250	10,1
10	0	1	-1	250	0,20	250	9,2
11	0	-1	1	250	0,10	350	6,4
12	0	1	1	250	0,20	350	8,4
13	0	0	0	250	0,15	300	7,7
14	0	0	0	250	0,15	300	7,2
15	0	0	0	250	0,15	300	6,9

Використовуючи прикладний пакет програм «STATISTICA 6», визначено коефіцієнти рівняння:

$$b_0=84,7833; b_1=-0,3470; b_2=-130,750; b_3=-0,1940; b_{11}=0,0011; b_{22}=106,6667; b_{33}=0,0003; b_{12}=0,0800; b_{13}=-0,0005; b_{23}=0,2900.$$

Отримане рівняння для розрахунку має вигляд:

$$y = 84,7833 - 0,3470x_1 - 130,7500x_2 - 0,1940x_3 + 0,0011x_1^2 + 106,6667x_2^2 + 0,0003x_3^2 + 0,0800x_1x_2 - 0,0005x_1x_3 + 0,2900x_2x_3$$

Визначено значення критерію Фішера для надійності $P=0,95-1,56$. Так як $F=1,56 < F_{\text{табл}}=3,59$; отримане рівняння регресії другого порядку адекватно відтворює результати експерименту.

Для встановлення впливу факторів на величину зносу проведено дослідження та одержані дані наведені в табл. 3.5. На основі приведених результатів побудовано поверхні відгуку (рис. 3.2-3.4).

Таблиця 3.5 – Вплив навантаження, швидкості ковзання та величини зазору в спряженні на величину зносу

S = 300 мкм		U, 10 ⁻³ г	v = 0,15 м/с		U, 10 ⁻³ г	P = 250 Н		U, 10 ⁻³ г
P, Н	v, м/с		P, Н	S, мкм		v, м/с	S, мкм	
200	0,10	6,8	200	250	7,9	0,10	250	10,1
300	0,10	12,5	300	250	16,7	0,20	300	7,8
200	0,20	7,0	200	350	7,4	0,10	350	6,4
300	0,20	14,0	300	350	11,7	0,20	350	8,4
200	0,15	5,9	250	250	9,5	0,15	300	7,2
300	0,15	13,1	250	350	7,0	0,15	250	9,5
250	0,10	7,1	200	300	6,8	0,15	350	7,0
250	0,20	7,1	300	300	13,1	0,10	300	7,1
250	0,15	7,7	250	300	6,9	0,20	250	9,5

Дані рис. 3.2 дозволяють зробити висновок, що суттєвий вплив на величину зносу має величина навантаження, в той час, як швидкість ковзання впливає незначно. Такий вплив швидкості ковзання на ваговий знос пов'язаний з обмеженням (від 0,1 до 0,2 м/с) діапазоном її реалізації, який відповідає реальним умовам роботи рухомих спряжень паралелограмного механізму копіювання.

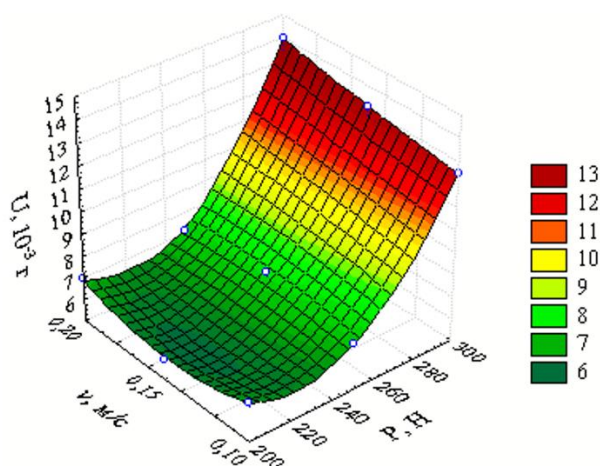


Рисунок 3.2 – Залежність вагового зносу від навантаження та швидкості ковзання

Дані рис. 3.3 свідчать, що найбільший вплив на величину зносу зразків має навантаження.

Встановлено, що величина зазору в спряженні при мінімальному значенні навантаження суттєво не впливає на величину зносу. В режимі навантаження $P=300\text{Н}$, спостерігається зростання зносу при мінімальному зазорі ($S=250\text{ мкм}$) у 2,1 рази (з $7,9 \cdot 10^{-3}\text{ г}$ до $16,7 \cdot 10^{-3}\text{ г}$).

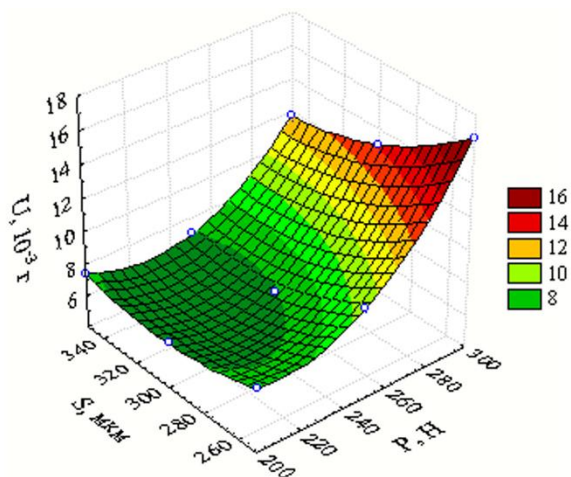


Рисунок 3.3 – Залежність вагового зносу від навантаження та величини зазору в спряженні

Встановлено, що зменшення зазору в спряженні, а також його збільшення від оптимального значення призводить до зростання вагового зносу. Невідповідність зазору у поєднанні із навантаженням в рухомих з'єднаннях призводить до зменшення їх ресурсу та ресурсу паралелограмного механізму копіювання

посівного комплексу.

З наведеної поверхні відгуку (рис. 3.4), очевидно, що зменшення величини зазору до мінімального значення $S=250$ мкм, незалежно від лінійної швидкості ковзання, призводить до підвищеного зносу рухомого з'єднання ($9,2 \dots 10,1 \cdot 10^{-3}$ г). Слід також зазначити, що при максимальній величині зазору ($S=350$ мкм) збільшення лінійної швидкості з $0,1$ м/с до $0,2$ м/с призводить до збільшення зносу на 31% (з $6,4 \cdot 10^{-3}$ г до $8,4 \cdot 10^{-3}$ г). Найменше значення вагового зносу отримано при наступних умовах роботи рухомого з'єднання: $S=300$ мкм та $v=0,1$ м/с - $6,4 \cdot 10^{-3}$ г.

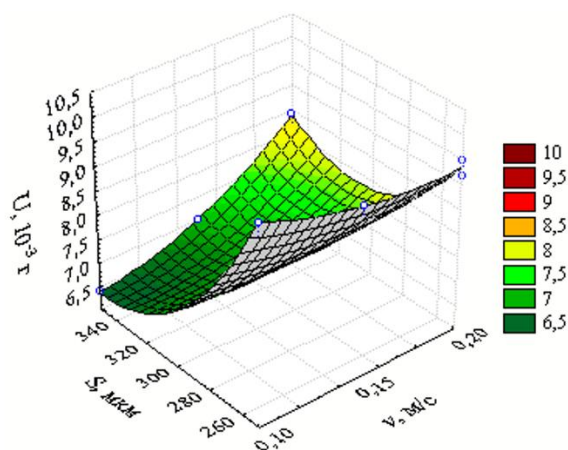


Рисунок 3.4 – Залежність вагового зносу від величини зазору в спряженні та швидкості ковзання

Таким чином, отримані залежності (рис. 3.2-3.4) дозволяють оптимізувати параметри рухомих спряжень в залежності від умов їх експлуатації. Для підвищення довговічності рухомих спряжень паралелограмного механізму копіювання оптимальна величина зазору в трибоспряженні становить порядку 300 мкм, що забезпечує раціональні умови їх експлуатації.

3.3. Результати випробувань деталей рухомих з'єднань виготовлених з ПМК.

Для підтвердження підвищення довговічності елементів рухомих з'єднань з ПКМ УПА-6-30М, виконані ресурсні випробування. Насамперед така необхідність пов'язана з меншою теплопровідністю, у порівнянні зі сталлю, вказаного матеріалу, що може призвести до накопичення теплоти в зоні тертя та небажаної

зміни властивостей.

У процесі випробувань реєстрували такі параметри: зміну маси зразків; температуру в зоні тертя; відносну вологість повітря. При цьому були задані найбільш жорсткі режими, що відповідають роботі експериментальних деталей у рухомих з'єднаннях за екстремальних умов. Так, швидкість ковзання складала 0,03 м/с, навантаження 600 Н. Випробування здійснювалися протягом 150 годин (рис. 3.5). Відомо, що період припрацювання робочих поверхонь трибоспряжень є найбільш відповідальним у процесі всієї роботи. Тому у перші 10 годин випробувань зміну маси зразків реєстрували 2 рази, а далі – через кожні 25 годин роботи. Як видно із графіка (рис. 3.5) з початку і протягом 150 год випробувань зношування зразків з ПКМ відбувалось стабільно і цей процес можна описати лінійною функцією. При цьому швидкість зношування складає 0,00307 г/год.

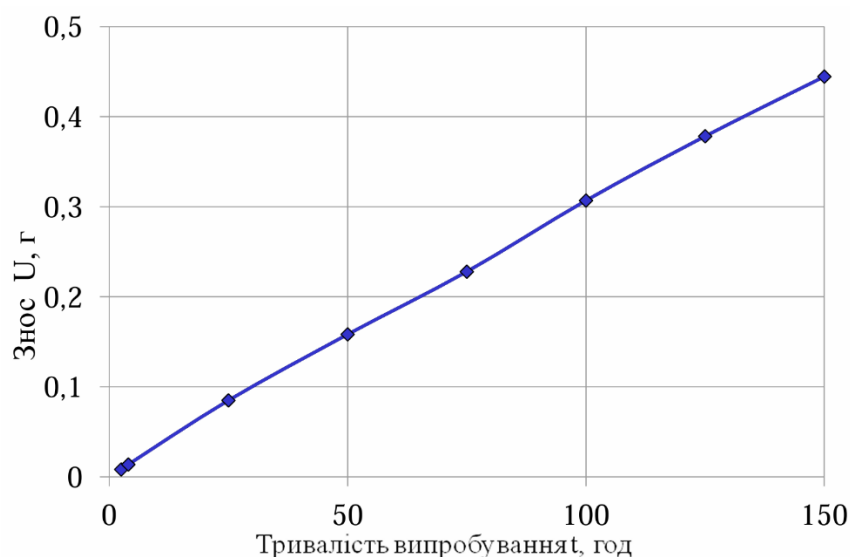
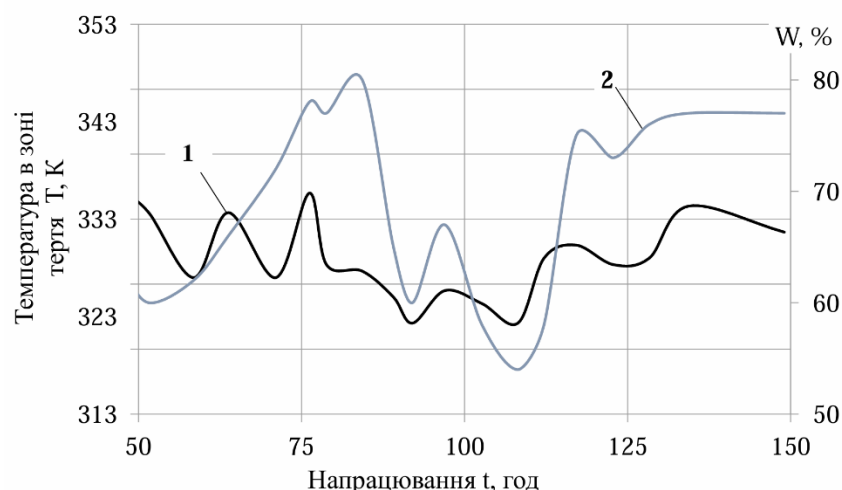


Рисунок 3.5 – Динаміка зношування експериментальних зразків з УПА-6-30М

Зростання температури в зоні контакту до 353 К відбувалося в перші 8 годин роботи, що обумовлено припрацюванням спряження. В період часу випробувань від 8 до 50 годин спостерігали зниження температури з 353 К до 313 К, що є характерним для остаточного припрацювання та виходу на сталий режим роботи.

Динаміка температури в зоні тертя (рис. 3.6) після 50 годин (сталий режим роботи) корелюється з відотною вологістю повітря, що пов'язано з накопиченням вологи ПКМ УПА-6-30 з зовнішнього середовища.



1 – температура в зоні тертя; 2 – вологість повітря

Рисунок 3.6 – Залежність температури в зоні тертя від відносної вологості повітря та напрацювання

Результатами ресурсних випробувань доведено стабільність роботи елементів рухомих з'єднань виготовлених з ПКМ УПА-6-30 при експлуатації в режимі тертя без мащення.

3.4. Дослідження триботехнічних характеристик та фізико-механічних властивостей ПМК.

Виконані дослідження по адаптації складу УПА-6-30 до умов експлуатації паралелограмних механізмів різних посівних машин шляхом додавання графіту.

Встановлено залежність коефіцієнту тертя f , зносу U , границі міцності при стисканні σ та ударної в'язкості a_n від відсоткового вмісту графіту в ПКМ УПА-6-30 (рис. 3.7).

Встановлено, що введення в ПКМ УПА-6-30 графіту від 1% до 9% мас призводить до зменшення коефіцієнту тертя на 21 % (з 0,163 до 0,129) і зносу на 86%. Знижується границя міцності при стисканні на 48 %, а ударна в'язкість – 85%, тобто з 40 до 6 кДж/м². Причому виявлено, що введення графіту у кількості 1...6 % мас призводить до різкого зниження коефіцієнту тертя та величини зносу, тоді як подальше збільшення концентрації суттєво не впливає на ці показники.

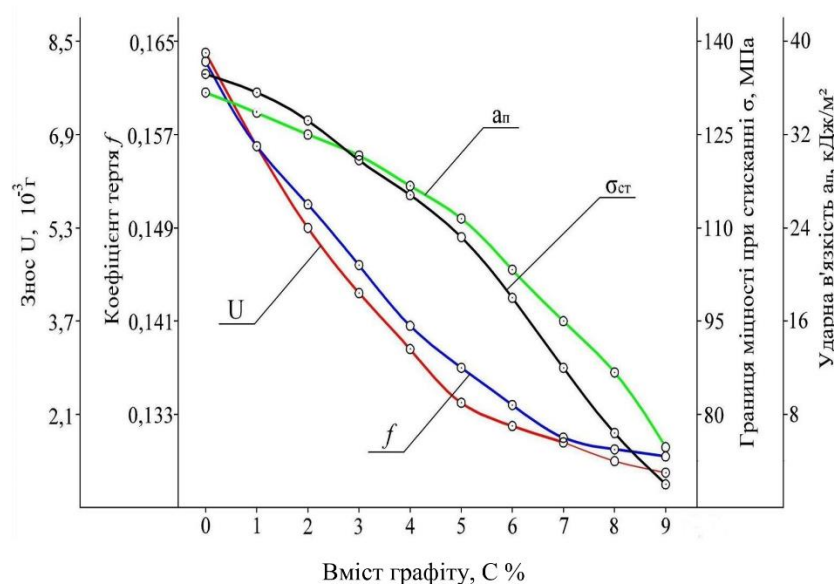


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнту тертя f , зносу U , границі міцності при стисканні σ та ударної в'язкості a_p від відсоткового вмісту графіту в ПКМ УПА-6-30

Визначено, що для підвищення довговічності та забезпечення міцнісних характеристик рухомих спряжень (виготовлених з УПА-6-30) паралелограмного механізму копіювання оптимальний вміст графіту не повинен перевищувати 4...5 % мас.

Отже, провівши експериментальні дослідження ми отримали:

Для забезпечення стабільної роботи рухомих з'єднань машин і механізмів, що працюють в умовах тертя без змащування та за незначної кількості абразиву рекомендується застосовувати полімерний композит – УПА-6-30, який за питомого тиску $p=0,5$ МПа і швидкості ковзання $v=0,785$ м/с забезпечує мінімальний коефіцієнт тертя ($f=0,16$), температуру в зоні тертя ($T=313$ К). Даний композит має стабільні показники при тривалій експлуатації.

Встановлено оптимальну величину зазору в трибоспряженні – 300 мкм, що забезпечує найменший знос деталей з полімерно-композиційного матеріалу УПА-6-30. Найменше значення вагового зносу ($6,4 \cdot 10^{-3}$ г) отримано при наступних умовах роботи: $P=250$ Н та $v=0,1$ м/с, $S=300$ мкм.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Організація охорони праці в господарстві.

Організація охорони праці в будь-якому фермерському господарстві регулюється Законом України «Про охорону праці» [6].

В організацію з охорони праці в господарстві входить:

1) Працівники повинні мати професійні знання, що відповідають профілю та характеру виконуваних робіт, знати сигнали аварійного оповіщення та правила поведінки при аваріях, бути навчені правилам надання першої допомоги постраждалим, знати місця розташування засобів порятунку та вміти користуватися ними.

2) Працівники, зайняті у проведенні сільськогосподарських робіт, виконання яких передбачає поєднання професій, повинні пройти підготовку з охорони праці за всіма видами робіт, що суміщаються.

До окремих професій працівників, що беруть участь у сільськогосподарському виробництві, та видів сільськогосподарських робіт із шкідливими та (або) небезпечними умовами праці, пов'язаними з характером та умовами їх проведення, пред'являються додаткові (підвищені) вимоги охорони праці.

Працівники, які виконують роботи, до яких пред'являються додаткові (підвищені) вимоги охорони праці, повинні проходити повторний інструктаж з охорони праці не рідше ніж один раз на три місяці, а також не рідше одного разу на дванадцять місяців - перевірку знань вимог охорони праці.

Перелік професій працівників та видів робіт, до яких висуваються додаткові (підвищені) вимоги охорони праці, затверджується локальним нормативним актом роботодавця.

3) Роботи, пов'язані з підвищеною небезпекою та виконувані в місцях постійної дії шкідливих та (або) небезпечних виробничих факторів, повинні виконуватися за нарядом-допуском на проведення робіт з підвищеною небезпекою,

що оформляється уповноваженими роботодавцем посадовими особами.

Порядок виконання робіт з підвищеною небезпекою, оформлення наряд-допуску та обов'язки працівників, відповідальних за організацію та безпечне проведення робіт, встановлюються локальним нормативним актом роботодавця.

При виконанні робіт у охоронних зонах споруд чи комунікацій наряд-допуск оформляється за наявності письмового дозволу організації, яка експлуатує ці споруди та комунікації.

4) Наряд-допуск видається безпосередньому керівнику (виробнику) робіт посадовцем, уповноваженим наказом роботодавця. Перед початком робіт керівник робіт зобов'язаний ознайомити працівників із заходами з безпеки робіт, що проводяться, і провести з ними цільовий інструктаж з охорони праці з оформленням запису в наряді-допуску.

5) Наряд-допуск видається на термін, необхідний виконання заданого обсягу робіт. У разі виникнення в процесі виконання робіт шкідливих та (або) небезпечних виробничих факторів, не передбачених нарядом-допуском, роботи мають бути припинені та наряд-допуск анульований. Відновлення роботи повинно проводитись тільки після видачі нового вбрання-допуску.

Посадова особа, яка видала наряд-допуск, зобов'язана здійснювати контроль за виконанням передбачених у ньому заходів щодо забезпечення безпеки виконання робіт.

4.2. Моделювання виникнення травм при роботі з посівним комплексом.

Методи логічного моделювання виникнення загрозливих ситуацій на сьогодні є широко використовуваним в сільськогосподарському виробництві [13]. Перевагою його є те, що він графічно може показувати весь процес виконання робіт та виникнення травм і аварій на робочих місцях. Ще він оперативно дозволяє здійснити пошук потенційних небезпек та швидко усунути помилки експлуатації машин та обладнання. Метод логічного моделювання часто застосовують при використанні стаціонарного обладнання, мобільних машин, зокрема, технічних засобів, що використовуються в сільськогосподарському виробництві.

Аналізуючи кожен з логічних моделей процесів формування та можливого виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій, завжди можна знайти подію, з якої починається небезпечний процес і до виникнення небезпечних наслідків. Якщо дослідження логічних зв'язків провести у зворотному напрямку, то обов'язково можна знайти подію (явище), що є причиною формування досліджуваного процесу.

За методом логічного моделювання нами наведено схему виникнення травм при роботі з посівним комплексом (табл. 4.1) [13].

$$НУ — НД — НС — (А;Т)$$

Рисунок 4.1 – Моделювання виникнення травм при роботі з посівним комплексом

У процесі роботи були забиті робочі органи машини (НУ), робітник намагається усунути недолік при працюючій машині (НД), це призводить до захоплення руки (НС) та травмуванню (Т) робітника.

Таким чином, нами, за допомогою методу логічного моделювання, виявлені потенційні небезпеки при роботі з посівним комплексом. Використання даного методу дозволяє убезпечити виникнення травматизму робітників при виконанні сільськогосподарських робіт та роботі з агрегатами.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЕКТУ

Відомо, що висока ефективність виконання робіт сільськогосподарськими машинами полягає в суміщенні операцій та ширини захвату.

Нами проводилася порівняльна економічна оцінка посівних комплексів, розробленого та базового за основними техніко-економічними показниками, що використовуються для розрахунків технічних засобів сільськогосподарського призначення.

Методика розрахунків використовувалася згідно «ГОСТ 23728 - 88. Техніка сільськогосподарська. Основні положення та показники економічної оцінки» [2].

Для розрахунків економічної доцільності запропонованої розробки, нами сформовані вихідні дані, які містяться в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для проведення економічної оцінки
технічних засобів

Показники	Варіанти	
	базовий	запропонований
Вид роботи, що виконується	Сівба	
Склад агрегату	Case MX 310+ Агро-Союз TURBOSEM II 19-60	Case MX 310+ Агро-Союз TURBOSEM II 19-60 Composite
Обсяг роботи Q (планове річне навантаження), га	6000	6460
Середній темп робіт агрегату у розрахунку на годину робочої зміни, га/год.	6,6	7,1
Витрата палива g_p , л/га	6,5	6,2
Балансова вартість агрегату B , грн.	3000000	3240000
Тривалість зміни $T_{зм}$, год.	7	7
Кількість обслуговуючого персоналу $K_{пр}$, осіб	1	1
Комплексна ціна 1 кг пального Π_k , грн.	30	30

Укомплектування базового та пропонованого варіантів посівних комплексів була з трактором фірми Case.

Питомі експлуатаційні витрати знаходилися з рівняння:

$$C_{\text{ит}} = C_{\text{нмм}} + C_{\text{зн}} + C_{\text{м}}, \quad (5.1)$$

Вартість паливно-мастильних матеріалів знаходилася з рівняння:

$$C_{\text{нмм}} = U_{\text{к}} \cdot g_{\text{за}} \cdot 0,83 \cdot K_i \quad (5.2)$$

По двох варіантах питомі експлуатаційні витрати мають вигляд:

$$C_{\text{м}} = \left[\frac{B_{\text{т}} \cdot a_{\text{рм}}}{100 \cdot n_{\text{зм}}^{\text{м}} \cdot G_{\text{н}}^{\text{рік}}} + \frac{(C_{\text{нрм}} + C_{\text{том}} + C_{\text{зм}})}{G_{\text{н}}^{\text{рік}}} \right] \cdot K_i, \quad (5.3)$$

Оплата праці обслуговуючого персоналу знаходилася з рівняння:

$$C_{\text{зн}} = \frac{1,49(K_{\text{нк}} \cdot t_{\text{мех}} \cdot f_{\text{мех}}) \cdot 1,02 \cdot K_z}{W_{\text{зм}}}, \text{ грн/га} \quad (5.4)$$

Величина капітальних вкладень знаходилася з рівняння:

$$K^{\text{сер}} = \frac{B_{\text{м}} \cdot a_{\text{рм}}}{100 \cdot G_{\text{н}}^{\text{рік}}}, \frac{\text{грн}}{\text{га}} \quad (5.5)$$

Приведені витрати знаходилася з рівняння:

$$П_{\text{в}} = C_z + E \cdot K, \text{ грн/га} \quad (5.6)$$

Економічний ефект на 1 га знаходився з рівняння:

$$E_{\text{еф}}^{\text{за}} = П_{\text{в}}^{\text{н}} - П_{\text{в}}^{\text{б}} \quad (5.7)$$

Річний економічний ефект від впровадження знаходився з рівняння:

$$E_{\text{еф}}^{\text{рік}} = F \cdot (П_{\text{в}}^{\text{н}} - П_{\text{в}}^{\text{б}}) \quad (5.8)$$

Термін окупності капітальних вкладень знаходили з рівняння:

$$T_0 = K / П \quad (5.9)$$

Техніко-економічні показники, які ми розраховували за вище наведеними рівняннями були занесені в табл. 5.2.

Розрахунки таблиці 5.2 дозволяють твердити, що пропонована новинка є економічно вигідною. Так, як при використанні, для відновлення, в рухомих з'єднаннях паралелограмного механізму посівних комплексів полімерно-композиційних матеріалів, це дає додатковий приріст урожайності за рахунок менших поломок використовуваних посівних комплексів та кращого розподілення насінин у ґрунті, що в свою чергу збільшує урожайність культур.

Таблиця 5.2 – Економічна ефективність виконання операцій
посівними машинами

Показник	Одиниця виміру	Варіант	
		Базовий	Запропонований
Склад агрегату	-	Case MX 310 Агро-Союз TURBOSEM II 19-60	Case MX 310 Агро-Союз TURBOSEM II 19-60 Composite
Продуктивність агрегату	га/год	6,6	7,1
Балансова вартість агрегату:	грн	3000000	3240000
Сума витрат на реновацію, ремонт та ТО	грн/га	42,50	22,44
Вартість ПММ	грн/га	161,85	154,38
Оплата праці	грн/га	7,89	7,33
Експлуатаційні витрати	грн/га	219,66	184,57
Величина капітальних вкладень	грн/га	50	50,15
Приведені витрати	грн/га	227,16	192,09
Питомий економічний ефект	грн/га	-	35,07
Річний економічний ефект	грн	-	226552,2
Термін окупності капітальних вкладень:	років	-	1,06

Таким чином, в результаті отриманих техніко-економічних показників доцільності використання запропонованої розробки з базовим варіантом, дає підстави стверджувати, що дана розробка має місце у серійному її впровадженні у сільськогосподарське виробництво. Річний економічний ефект становить близько 250 тис. грн., а термін окупності дорівнює 1,06 років.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень нами сформовані наступні загальні висновки:

1. Під час досліджень в першому розділі ми здійснили аналіз наявних конструкцій посівних комплексів й основних їх недоліків та поломок з метою підвищення довговічності деталей рухомих з'єднань паралелограмного механізму, що копіює рельєф поля. Нами виявлено, що основними причинами поломок є негативні впливи на механізми через різні умови експлуатації. До них відносяться тертя, потрапляння абразиву в шарнірні з'єднання механізмів та ін.

2. В результаті теоретичних досліджень визначені раціональні параметри кута повороту тяг φ (від 0 до 0,201 град.), кутової швидкості ω (від 0 до 7,15 с⁻¹) та кутового прискорення ε (від 0 до 695 с⁻²). Отримані результати дозволяють обґрунтувати динамічні режими роботи рухомих з'єднань паралелограмного механізму копіювання поверхні посівним комплексом, встановити оптимальні фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів для їх застосування. Данс оцінку працездатності рухомого з'єднання паралелограмного механізму копіювання рельєфу посівного комплексу, виготовленого з полімерно-композиційного матеріалу УПА-6-30, за фактором $p\nu$, експлуатаційне значення якого дорівнює 0,3 МПа·м/с, при допустимому – 2,0 МПа·м/с.

3. Експериментальними дослідженнями виявлено, що для забезпечення стабільної роботи рухомих з'єднань машин і механізмів, що працюють в умовах гертя без змащування та за незначної кількості абразиву можна рекомендувати для застосовування полімерно-композиційний матеріал – УПА 6-30, який за навантаження $p=0,5$ МПа і швидкості ковзання $\nu=0,785$ м/с забезпечує мінімальний коефіцієнт тертя $f=0,16$ (при додаванні графіту – $f=0,13$), температуру в зоні тертя $T=317$ К; знос сталевій спряженої деталі та власний знос деталі з полімерно-композиційного матеріалу, що на порядок є меншими за інші досліджувані матеріали. Вказаний матеріал має стабільні показники інтенсивності зношування при тривалій експлуатації.

4. Результати економічної оцінки проекту вказують на доцільність його впровадження у сільськогосподарське виробництво. Так, як використання полімерно-композиційних матеріалів для відновлення деталей посівних комплексів дає менше поломок та приріст урожайності в майбутньому сільськогосподарських культур. При цьому економічний ефект приблизно становить 250 тис. грн., а термін окупності – 1,06 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Буря А.І. Властивості та досвід застосування вуглепластиків у сільгоспмашинобудуванні. Методичні рекомендації. Київ: Знання, 1992. С. 28.
2. ГОСТ 23728 - 88. Техніка сільськогосподарська. Основні положення та показники економічної оцінки.
3. Деркач О.Д. Обґрунтування параметрів обертових елементів робочих органів зернозбиральних комбайнів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. Тернопіль, 2006. 20 с.
4. Деркач О.Д., Харченко Б.Г., Макаренко Д.О. Проблеми забезпечення точності з'єднань із полімерних композитів. Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: Всеукр. наук.-практ. конф., 18-19 вересня 2014 р. Миколаїв: МНАУ, 2014. С. 15-17.
5. Загортаючі робочі органи для прямої сівби зернових культур : монографія / В.М. Сало, О.Р. Лузан, П.Г. Лузан, Ю.В. Мачок; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Кіровоград. нац. техн. ун-т. Кіровоград : СПД ФО Лисенко В.Ф., 2012. 164 С.
6. Закон України «Про охорону праці». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>. (Дата звернення: 25.09.2025).
7. Зернові сівалки ПАТ «Elvorti». URL: <http://www.elvorti.com/index.php?part=production&lang=ru#tab3> (дата звернення 10.10.2025).
8. Інструкції з експлуатації посівної техніки Great Plains. URL: <https://www.greatplainsmfg.com.ua/ru/node/2599> (дата звернення 10.10.2025).
9. Каталог продукції Amazone. GO for Innovation 2018. Agritechnica 2017. URL: <http://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=45644> (дата звернення 10.10.2025).
10. Каталог техніки. Сівалки точного висіву John Deere. URL: http://origin-www.deere.ua/uk_UA/docs/product/equipment/seeding/db_series/specs/1014608_Plant_ers_RUS.pdf. (дата звернення 10.10.2025).
11. Кобець А., Деркач О., Макаренко Д., Шаповал А., Кабат О. Decreasing

the environment influence on composite materials. Scientific Technical Union of Mechanical Engineering, Year XXIV, ISSUE 16 (202). June 2016. IV International Scientific Journal and technical Congress “Agricultural Machinery”, 22-25.06.2016, Varna, Bulgaria, C.13-15.

12. Макаренко М.Г. Перспективи тракторобудування. *Агробізнес сьогодні*. 2014. № 9. С. 54-58.

13. Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних і аварійних ситуацій на виробництві. Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання / Укл. О.В. Коробко, Ю.І. Троян. Запоріжжя : ЗНТУ, 2011. с. 18.

14. Наукові основи розробки полімерних композиційних матеріалів триботехнічного призначення на основі політетрафторетилену: монографія / Х.В. Берладір, О.А. Будник, К.О. Дядюра [та ін.]; За ред. К.О. Дядюри. Суми: СумДУ, 2017. 176 с.

15. Науменко М.М., Деркач О.Д., Макаренко Д.О. Побудова математичної моделі процесу взаємодії дисково-анкерного сошника з ґрунтом при динамічних навантаженнях. *Вісник ХНТУСГ імені П. Василенка. Технічний сервіс машин для рослинництва: зб. наук. праць*. 2017. Вип. 181. С. 267-274.

16. Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. Аналіз конструкцій висівних апаратів точного висіву. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2010. Вип. 93. Т.1. С. 157-163.

17. Просапні сівалки KINZE. URL: https://ag-tng.com.ua/pdf/KINZE_PlanterBookUkraine.pdf KINZE. URL: <https://ag-tng.com.ua/> . (дата звернення 10.10.2025).

18. Сисолін П.В. Конструкторські розробки нових вітчизняних, універсальних машин для звичайної, стерньової, мульчо-стерньової, екологічнобезпечної, енергозберігаючої технології вирощування сільськогосподарських культур в Україні: [наукове видання] / Петро Васильович

Сисолін. Кіровоград: КОД, 2009. 128 с.

19. Сисолін П.В. Нова конструкція універсальної зернотукової сівалки. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* Кіровоград: КНТУ, 2008. Вип. 38. С. 17-21.

20. Техніка для ресурсозберігаючого землеробства. Каталог продукції ТОВ «Союз-Спецтехніка». URL: <http://www.soyuz-st.com/download/booklet.pdf> (дата звернення 10.10.2025).

21. Трибофізичні основи підвищення зносостійкості деталей та робочих органів сільськогосподарської техніки: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.04 / Аулін Віктор Васильович; Хмельниц. нац. ун-т. Хмельницький, 2015. 36 с.

22. Чорновол М.І., Аулін В.В. Зміцнення деталей машин композиційними покриттями. AFES2005 Proceeding. The sixth international scientific forum aims for future of engineering science. March 23-30. 2005. Hong-Kong. P. 86-91.

23. Maschino Gaspardo product range. URL: <http://www.maschio.com/assets/Download-sito-2014/W00227326RGammaProdottiEN-LR.pdf> (дата звернення 10.10.2025).