

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка

до *дипломної роботи* на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
на тему: «Підвищення ефективності функціонування машин для поверхневої
обробки ґрунту»

Виконав: здобувач вищої освіти за
освітньо-професійною програмою
Технології і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
спеціальності 208 Агроінженерія
ступеня вищої освіти «*магістр*» групи 1
Кривенко Євгеній Ігорович
Керівник: Дудніков І. А.
Рецензент: Келемеш А. О.

Полтава – 2021 року

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення ефективності рослинництва – найважливіша народногосподарська задача. Вирішенню цього завдання сприяє застосування інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур.

Традиційні інтенсивні технології вирощування сільськогосподарських культур включають в себе багаторазове розпушування ґрунту машинами з пасивними робочими органами, в результаті чого він не тільки розрихлюється, а й ущільнюється на глибину до 1 м, руйнується структура, через що в ньому збільшується вміст пилу.

Для усунення зазначеного недоліку в даний час пропонується використовувати ґрунтообробні машини з активнішими робочими органами. Однак фрезерні машини з горизонтальними осями обертання, поряд з високою якістю кришення, надлишково подрібнюють ґрунт, що призводить до його швидкого ущільнення при випаданні зливових опадів [1].

Зазначеного недоліку позбавлені ротаційні ґрунтообробні машини з вертикальними осями обертання робочих органів. Вертикально-фрезерні машини забезпечують підтримку ґрунту в дрібноструктурному стані протягом всього періоду вегетації, але мають низьку продуктивність. Це пояснюється, зокрема, великими втратами потужності в приводі робочих органів через велику кількість в ньому зубчастих пар. Отже, виникає необхідність шукати шляхи його вдосконалення.

Мета дослідження. Підвищення ефективності функціонування машин для поверхневої обробки ґрунту шляхом вдосконалення зубчастих пар приводу робочих органів.

Для досягання мети необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити в системному взаємозв'язку вплив конструкційних параметрів на ефективність функціонування зубчастих пар приводу робочих

органів машин для поверхневого обробітку ґрунту і науково обґрунтувати їх оптимізацію;

- провести теоретичні дослідження процесу взаємодії зубів в передавальних механізмах машин для поверхневої обробки ґрунту і обґрунтувати конструкційні параметри зубчастих пар;

- виявити залежність показників ефективності використання машин для поверхневої обробки ґрунту від конструкційних параметрів зубчастих пар приводу робочих органів;

- провести оцінку економічної ефективності запропонованих розробок.

Об'єкт дослідження – зубчасті пари в приводі робочих органів машин для поверхневої обробки ґрунту.

Предмет дослідження – закономірності функціонування зубчастих пар в приводі робочих органів машин для поверхневої обробки ґрунту.

Методика досліджень. У теоретичних дослідженнях використовуються елементи теорії систем, методи динамічного аналізу механізмів і машин. В експериментальних дослідженнях знайшли застосування методи динамічного синтезу механізмів і машин, теорія планування експерименту. Обробка експериментальних даних здійснювалася методами математичної статистики.

Теоретична та практична значимість. Практична значимість полягає від розробці та обґрунтуванні оптимальних параметрів зубчастих пар, що дозволяють підвищити ефективність функціонування машин при поверхневій обробці ґрунту.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Тенденції підвищення ефективності використання машин для поверхневої обробки ґрунту

Сучасна обробка ґрунту характеризується [2] такими особливостями, зумовленими впровадженням нових технологій і потужних енергозасобів:

- підвищені до 3 - 4,2 м/с робочі швидкості агрегатів;
- використання максимально можливої за умовами безпеки і дорожніх вимог ширини захвату;
- поступова заміна підрізаючих робочих органів розпушувальними;
- застосування комбінованих ґрунтообробних машин, оснащених, крім основних робочих органів, широким набором додаткових пристосувань, що дозволяють з найменшими витратами отримати необхідну для передпосівної обробки якість розпушування і виключити тим самим повторні проходи агрегатів по полю;
- експлуатація зарубіжної техніки, не завжди адаптованою для роботи у вітчизняних умовах;
- все зростаюче використання знарядь з дисковими робочими органами (борони, лушпильники), а також польових фрез.

Традиційні інтенсивні технології вирощування сільськогосподарських культур включають в себе багаторазове розпушування ґрунту знаряддями з пасивними робочими органами (рисунок 1.1), в результаті чого він не тільки рихлить ся, а й ущільнюється на глибину до 1 м, руйнується структура, через що в ньому збільшується вміст пилу [3].



Рисунок 1.1 – Сільськогосподарські машини з пасивними робочими органами

Наявність же великої кількості безструктурних частинок створює реальну загрозу для заплівання ґрунту і утворення кірки, внаслідок чого погіршуються процеси газообміну, збільшується щільність складання.

З огляду на те, що сільськогосподарські культури потребують глибоко розпушеного добре проникного для води, повітря та теплоти ґрунту, в даний час пропонується використовувати ґрунтообробні знаряддя з активними робочими органами [4]. Однак фрезерні знаряддя з горизонтальними осями

обертання (рисунок 1.2), поряд з високою якістю кришення, надмірно подрібнюють ґрунт, що призводить до його швидкого ущільнення при випаданні зливових опадів.



Рисунок 1.2 – Фрезерний культиватор з горизонтальним розташуванням валу

Вивчаючи вплив колової швидкості на енергоємність фрезерування при міжрядному обробітку ґрунту, було встановлено, що при підвищенні швидкості в 3 рази витрата потужності зростає з 1,01 до 1,9 кВт на одну секцію просапної фрези ФПН-2,8, а вихід дрібних фракцій збільшується на 13,4%.

Відзначається, що в дисперсному середовищі процес розсіювання енергії протікає з певною кінцевою швидкістю, і при збільшенні швидкості енергія накопичується, в результаті чого опірність системи зі збільшенням швидкості деформації збільшується. Це явище особливо проявляється при швидкостях 1,1- 4,7 м/с, коли найбільш вірогідна поява ерозійно-небезпечних частинок [5]. Зазначеного недоліку позбавлені ротаційні з вертикальними осями обертання борони (рисунок 1.3). Використання активних фрезерних

робочих органів забезпечує підтримку ґрунту в дрібноструктурному стані [6, 7].



Рисунок 1.3 – Ротаційна борона з вертикальними осями обертання

Разом з тим, ротаційні борони з вертикальними осями обертання в порівнянні з машинами, що мають горизонтальне розташування вала, мають низьку продуктивність. Це пояснюється тим, що робочий орган вертикально-фрезерного культиватора чинить більший опір поступальному переміщенню агрегату, ніж робочий орган горизонтального культиватора. Крім того, вертикально-фрезерні культиватори на відміну від горизонтально-фрезерних мають складний зубчастий привід робочих органів. Втрати потужності в цьому приводі, як показує аналіз літературних джерел [8, 9, 10], досить великі – близько 20%.

1.2. Шляхи вдосконалення зубчастих передач з метою підвищення ефективності використання машин для поверхневої обробки ґрунту

Найважливішим вузлом ротаційної борони є зубчастий передавальний механізм, яким являє собою паразитний ряд (рисунок 1.4).

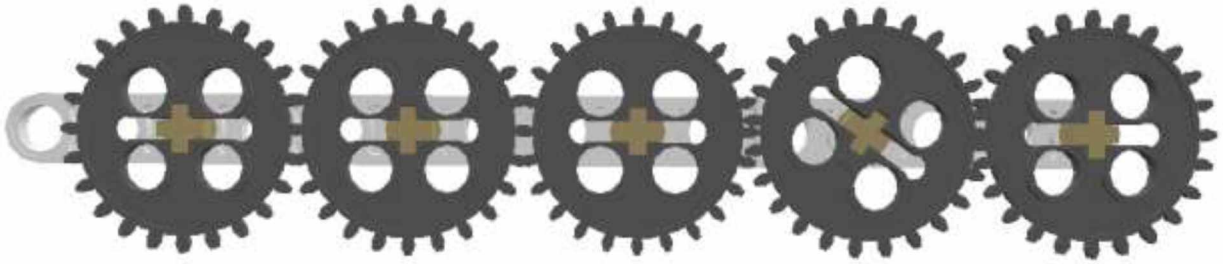


Рисунок 1.4 – Паразитний зубчастий ряд

Паразитним зубчастим рядом називається зубчастий механізм, в якому кожне з коліс розташоване на одній осі (на відміну від ступеневого ряду). Число таких коліс в різних модифікаціях культиватора змінюється від 12 до 24, що відповідає числу зубчастих пар – 11 ... 23. У цьому випадку навіть незначне поліпшення однієї зубчастої пари призводить до відчутного поліпшення паразитного ряду в цілому.

Так, наприклад, коефіцієнт корисної дії (ККД) зубчастої пари становить близько 0,98, що відповідає ККД зубчатого ряду культиватора 0,8. Разом з тим, згідно з дослідженнями [2, 11], реально можна довести значення ККД пари до 0,99 шляхом зміни профілів зубів.

Таким чином, можливо шляхом зміни профілів зубчастих пар зменшити втрати потужності в приводі робочих органів культиватора Zirkon 16 на 9,5% і більш. На жаль, в сільськогосподарському машинобудуванні цим фактом не приділяється належної уваги.

Положення вихідного провідного контуру (ВПК) відносно ділильної окружності проектованого зубчастого колеса впливає на форму профілю зуба в торцевому перетині, а, отже, і на експлуатаційні властивості проектованого зачеплення.

Відстань по нормалі між ділильною прямою ВПК і ділильною окружністю колеса називають зміщенням, а відношення величини зміщення до модуля називають коефіцієнтом зсуву та позначають буквою x . Модуль m

– лінійна величина, в π раз менша нормального кроку зубів по ділильній окружності. Коефіцієнт зміщення – величина безрозмірна, але має знак: $x > 0$, якщо ділильна пряма ВПК розташовується за межами ділильної окружності нарізаємого колеса, тобто зміщення здійснюється в бік збільшення верстатної відстані, і $x < 0$, якщо при зміщенні ділильна пряма ВПК перетинає ділильну окружність зубчастого колеса.

В даний час при проектуванні силових зубчастих передач в якості основного якісного показника приймають коефіцієнт перекриття. При цьому оптимальні значення коефіцієнтів зміщення призначають користуючись графіками, які відображають зміну якісного показника передачі в залежності від коефіцієнтів зміщення x_1 ведучого колеса і x_2 веденого колеса [12].

Сукупність ліній в системі координат x_1 і x_2 , що обмежують зону допустимих значень коефіцієнтів зміщення для передачі з заданими числами зубів коліс, називають блокуючим контуром.

Лінії на межі блокуючого контуру відносяться до наступних випадків:

- лінії інтерференції зубів;
- межа підрізання зуба колеса, що не викликає зменшення коефіцієнта перекриття;
- лінія загострення вершини $s_{a1} = 0$;
- лінія коефіцієнта перекриття $\varepsilon_a = 1,0$.

Усередині блокуючого контуру наноситься ще ряд ліній:

- лінії мінімальних зсувів x_{1min} і x_{2min} по підрізу зуба;
- лінії з фіксованою товщиною зуба на вершині; $s_{a1} = 0,25$; $s_{a1} = 0,4$;
- лінія коефіцієнта перекриття $\varepsilon_a = 1,2$.

Очевидно, що вибір раціональних значень коефіцієнтів зміщення при цьому не об'єктивний, тому що ґрунтується на досвіді та інтуїції конструктора.

Оптимальні значення коефіцієнтів зміщення призначаються ними з урахуванням наступних показників якості зачеплення:

- коефіцієнти торцевого ε_α і осьового ε_β перекриття;

- відсутність підрізання, яке зменшує товщину зуба біля кореня, знижує згинальну міцність зуба, а іноді знижує коефіцієнт перекриття. Підрізання відсутнє, якщо коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 більше коефіцієнтів найменшого зміщення x_{1min} і x_{2min} ;

- відсутність інтерференції зубів, при якій траєкторія відносного руху кромки зуба одного колеса накладається на перехідну криву другого колеса. Наявність інтерференції в реальній передачі призводить до її заклинювання. Інтерференція відсутня, якщо радіус кривизни ρ_p активного профілю зуба в нижній точці більше радіуса кривизни ρ_1 в граничній точці профілю зуба: $\rho_p > \rho_1$;

- задане значення товщини зуба на колі вершини і відсутність загострення;

- приведений радіус ρ кривизни профілів бічних поверхонь зубів з радіусами ρ_1 і ρ_2 кривизни: $\rho = \rho_1 \rho_2 (\rho_1 + \rho_2)$. Його обчислюють для зачеплення в полюсі і оцінюють у вигляді коефіцієнта тиску v : $v = m/\rho$;

- коефіцієнти питомих ковзань профілів λ_1, λ_2 що є відношенням швидкості ковзання профілів по дотичній складовій швидкості точки на профілі в момент контакту.

Таким чином, зберігаються принципові можливості поліпшення зубчастої пари шляхом вибору кривизни профілів зубів при зміні не тільки коефіцієнтів зсувів, а й кута профілю. При цьому узагальнюючим критерієм доцільно прийняти максимум ККД зубчастої пари.

Висновки, мета і завдання досліджень

Поверхнева обробка ґрунту при інтенсивних технологіях вирощування сільськогосподарських культур доцільна вертикально-фрезерними культиваторами. Однак привід робочих органів цих машин недосконалий. Разом з тим, існують можливості поліпшення приводу.

Удосконалення приводу робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту можливо шляхом оптимізації зубчастих пар.

Мета дослідження. Підвищення ефективності функціонування машин для поверхневої обробки ґрунту шляхом вдосконалення зубчастих пар приводу робочих органів.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

- визначити в системному взаємозв'язку вплив конструкційних параметрів на ефективність функціонування зубчастих пар приводу робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту і науково обґрунтувати їх оптимізацію;

- провести теоретичні дослідження процесу взаємодії зубів в передавальних механізмах машин для поверхневої обробки ґрунту і обґрунтувати конструкційні параметри зубчастих пар;

- виявити залежність показників ефективності використання машин для поверхневої обробки ґрунту від конструкційних параметрів зубчастих пар приводу робочих органів;

- провести оцінку економічної ефективності запропонованих розробок.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА І ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Методика оптимізації зубчастих пар

Мета експериментальних досліджень – підтвердження теоретичних положень, а також накопичення експериментального матеріалу для обґрунтування практичних рекомендацій щодо підвищення ефективності використання машин для поверхневої обробки ґрунту шляхом оптимізації зубчастих пар приводу робочих органів.

Обробка результатів випробувань зводиться до відшукування оптимальних значень якісних показників зачеплень (під оптимальністю розуміється отримання найкращих результатів в конкретних умовах). Для вирішення завдання може використовуватися екстремальний експеримент.

Спостерігаючи за відгуками можна судити про зміну стану об'єкта дослідження. Зміна стану об'єкта відбувається під впливом зовнішніх причин (умов функціонування). Їх можна локалізувати в вигляді окремих впливів, званих чинниками. Фактори – це змінні впливу на передавальний механізм, впливу яких приписується його перехід з одного стану в інший.

Залежно від того, чи можливо впливати на фактори, експеримент зазвичай класифікують на активний, пасивний і активно-пасивний [13]. Ми маємо справу з активно-пасивним експериментом. Про планування експерименту в цьому випадку можна говорити лише в сенсі використання математичного апарату теорії планування експерименту для обробки результатів спостережень.

В описовому експерименті використовується повнофакторний план експерименту. Це такий план, при якому використовуються всі можливі поєднання рівнів факторів, але, жодна з цих поєднань не повторюється. Якщо

число рівнів для всіх факторів однакове (найбільш поширений випадок), то необхідне число дослідів визначається виразом:

$$N = m^k, \quad (2.1)$$

де N – число дослідів;

k – число рівнів по кожному фактору;

до - число факторів.

Число рівнів варіювання факторів при повнофакторному плані вибирається в результаті компромісу між бажанням отримати якомога меншу помилку (це вимагає збільшення числа рівнів) і прагненням скоротити витрати часу на проведення експерименту, що спонукає скорочувати число рівнів.

Алгоритм формування плану повнофакторного експерименту представляється в такий спосіб.

1. У першому рядку плану експерименту для всіх факторів записуємо нижній рівень.

2. При заповненні кожного наступного рядка для всіх факторів, крім останнього, повторюємо попередні значення. Для останнього фактора в поточному рядку ставимо наступний (в порядку зростання) рівень.

3. Повторюємо крок 2 до тих пір, поки не буде записаний верхній рівень останнього фактора.

4. У наступному рядку повторюємо попередні значення для перших $k-2$ чинників. Для фактора $k-1$ записуємо наступний по порядку його рівень. Для фактора k записуємо нижній рівень.

5. Повторюємо кроки 3 і 4 до тих пір, поки для факторів $k-1$ і k буде записаний верхній рівень.

6. Для фактора $k-2$ записуємо наступний по порядку його рівень, а для всіх наступних факторів – нижній рівень. Рівні інших факторів не змінюємо.

7. Повторюємо ці дії до тих пір, поки всі фактори виявляться на верхньому рівні. Це буде останній рядок плану експерименту. Описаний алгоритм формування плану експерименту – один з можливих.

Повнофакторний експеримент дозволяє зменшити число дослідів. У функції відгуку закладаються математичні очікування показників характеристик досліджуваного процесу. Для функції відгуку найбільш часто використовуються поліноми.

Визначення значень коефіцієнтів полінома можна виконати декількома методами. Найбільш поширеним є метод найменших квадратів, хоча в окремих випадках можуть бути метод найменших модулів, мінімаксий метод і ін. При будь-якому методі апроксимація зводиться до вирішення системи лінійних рівнянь.

2.2. Методика лабораторних досліджень

Виробляючі контури з параметрами кута профілю $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнта висоти головки $h_a = 1$ і коефіцієнта радіального зазору $c = 0,25$ стандартизовані. Однак прагнення до максимального задоволення основних вимог до різних передач (підвищення здатності навантаження, плавності роботи, зменшення зносу і ін.) призвело до розробки ряду нестандартних виробляючих контурів, які потребують спеціальних зуборізних інструментів (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Основні параметри виробляючих контурів циліндричних евольвентних зубчастих передач

Параметри	Стандартні	Нестандартні			
		15	15	20	28
α , град.	20	15	15	20	28
h_a	1	1	1,325	1,25	0,9
c	0,25	0,4	0,35	0,23	0,185

У зв'язку з цим необхідно відрізнити стандартне колесо від нестандартного.

При визначенні модуля зуба використовується основна властивість евольвенти – нормаль в будь-якій точці евольвенти є дотичною до основного кола. Крім того, відомо, що два (в загальному випадку криволінійних) профіля в точці їх контакту мають загальну нормаль. Тому, якщо охопити кілька зубів колеса губками штангенциркуля, то лінія, що з'єднує точки дотику, буде дотичною до основного кола, тому що вона нормальна до робочих площин губок штангенциркуля і, отже, нормальна до профілів зубів в цих точках.

Таким чином, якщо виміряти спочатку розмір C_{n+1} , а потім розмір C_n , охопивши губами штангенциркуля на один зуб менше, то крок по основному колу визначиться, як різниця двох вимірів:

$$p_b = C_{n+1} - C_n, \quad (2.2)$$

де n – число охоплення зубів.

Модуль зуба:

$$m = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha} = \frac{C_{n+1} - C_n}{\pi \cos \alpha}, \quad (2.3)$$

де α – кут профілю, град.

З метою отримання найбільшої ефективності і коректності досліджень використовуються статистичні методи попередньої обробки експериментальних даних [14]. Крім цього в даному випадку зменшити вплив похибок вимірювань в наступних обчисленнях можна зіставленням отриманого значення модуля зі стандартними значеннями. За істинний модуль приймається найближчий за величиною зі стандартного ряду.

Після того, як основні параметри визначені (кут профілю на початковому етапі експерименту приймається стандартним – 20°), необхідно з'ясувати, з яким зубчастим колесом ми маємо справу – нульовим,

позитивним або негативним, і обчислити коефіцієнт зміщення. Це можна зробити, якщо за результатами вимірювань обчислити товщину зуба по ділильній окружності і зіставити її з розрахунковим значенням товщини зуба для нульового колеса. Товщина зуба по основному колу:

$$S_b = C_{n+1} - np_b. \quad (2.4)$$

Товщина зуба по ділильної окружності:

$$S = r(\beta - 2\operatorname{inv}\alpha) = r\left(\frac{S_b}{r_b} - 2\operatorname{inv}\alpha\right), \quad (2.5)$$

де $r = 0,5mz$ – радіус ділильного кола, мм;

$r_b = r \cos\alpha$ – радіус основного кола, мм.

Якщо $S = 0,5\pi m + 2xmtg\alpha$, то:

$$x = \frac{S - 0,5\pi m}{2mtg\alpha}, \quad (2.6)$$

де $0,5\pi m$ – товщина зуба по ділильній окружності нульового колеса, мм;

x – коефіцієнт зміщення.

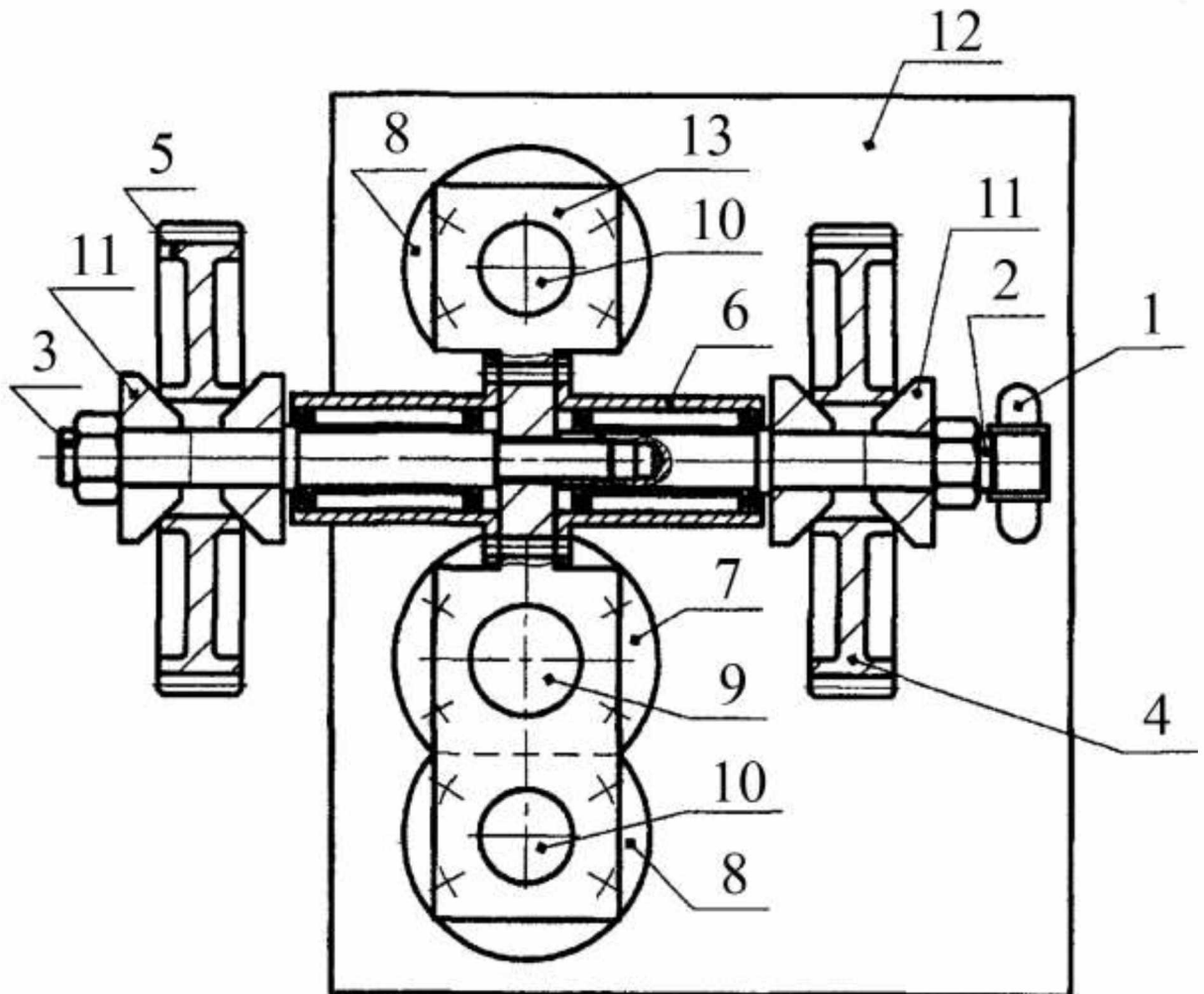
Діаметр окружності западин d_f може бути обчислений за формулою:

$$d_f = 2m(0,5z + x - h_a - c). \quad (2.7)$$

Крім цього зазначені діаметри можна виміряти. При зіставленні розрахункових і вимірних параметрів не тільки виявляються нестандартні колеса, але і перебором варіантів визначаються їх параметри.

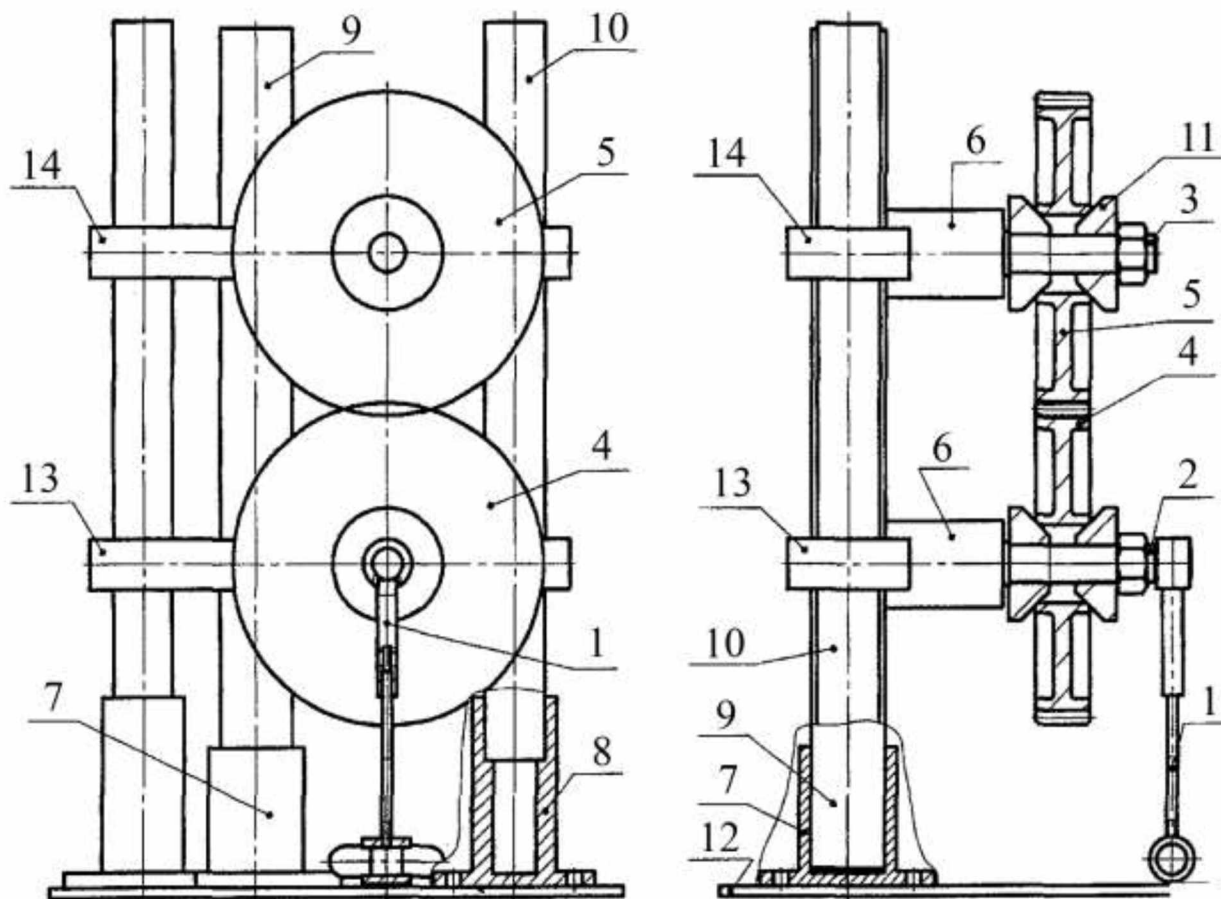
2.3. Установка для визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих пар

Установка для визначення ККД зубчастих передач призначена для проведення експериментальних досліджень зубчастих коліс з різними конструкційними параметрами. Пристрій установки пояснюється рисунками 2.1, 2.2, де на рисунку 2.1 показана установка, підготовлена до випробування моделі ідеальної зубчастої передачі, а на рисунку 2.2 – установка, підготовлена до випробування реальної зубчастої передачі.



1 - маятник; 2 - вхідний вал; 3 - вихідний вал; 4, 5 - зубчасте колесо; 6 - стакан; 7 - опора гвинта; 8 - опора колони; 9 - гвинт; 10 - колони; 11 - конус; 12 - плита; 13 - нижній фіксатор; 14 - верхній фіксатор.

Рисунок 2.1 – Установка при випробуванні моделі ідеальної передачі



1 - маятник; 2 - вхідний вал; 3 - вихідний вал; 4, 5 - зубчасте колесо; 6 - стакан; 7 - опора гвинта; 8 - опора колони; 9 - гвинт; 10 - колони; 11 - конус; 12 - плита; 13 - нижній фіксатор; 14 - верхній фіксатор.

Рисунок 2.2 – Установка при випробуванні реальної передачі

Установка для визначення ККД зубчастої передачі містить плиту 12, до якої кріпляться гвинт 9 в опорі 7, дві колони 10 в опорах 8. Колони 10 є напрямними нижнього фіксатора 13 і верхнього фіксатора 14. Гвинт 9 служить для регулювання міжосьової відстані зубчатого колеса 4, встановленого на вхідному валу 2, і зубчатого колеса 5, встановленого на вихідному валу 3. Вхідний вал 2 кріпиться до нижнього фіксатора 13, а вихідний вал 3 до верхнього фіксатора 14 за допомогою склянок 6. Для установки зубчастих коліс 4, 5 на валах 2, 3 служать конуси 11, які

піджимаються гайками. На вхідний вал 2 також встановлюється регульований по висоті і масі маятник 1.

Установка для визначення ККД зубчастої передачі працює наступним чином.

Перед початком випробувань досліджується ідеальна передача. Для цього збирають установку за схемою, показаною на рисунку 2.2. Вхідний вал 2 і вихідний вал 3 в стаканах 6 встановлюють співвісно. На вихідному валу закріплюють зубчасте колесо 5 в конусі 11, яке затягують гайкою. На вхідному валу 2 встановлюють зубчасте колесо 4. Потім на кінці вала закріплюють маятник 1. Маятник 1 перед його установкою на вхідний вал 2 попередньо зважують і при необхідності змінюють масу.

При проведенні випробування моделі ідеальної передачі маятник 1 відхиляють на заданий кут φ і відпускають. Фіксується час загасання маятника і заноситься до листа спостережень.

Для проведення випробувань реальної зубчастої передачі прилад потрібно зібрати відповідно до схеми, наведеної на рисунку 2.2. Для цього вихідний вал 3 в стакані 6 із зубчастим колесом 5 встановлюють паралельно з вхідним валом 2, відрегулювати радіальний зазор за допомогою гвинта 9. Маятник 1 перед установкою його на вхідний вал 2 попередньо зважують і при необхідності змінюють його масу. При проведенні випробувань маятник 1 відхиляють на заданий кут φ (той же що і при випробуванні моделі ідеальної передачі) і відпускають. Фіксується час загасання маятника і заноситься до листа спостережень.

Після проведення випробувань проводиться статистична обробка даних експерименту (час загасання маятника при випробуваннях ідеальної і реальної передач) і визначається величина ККД випробуваної зубчастої передачі за формулою (2.2).

2.4. Обробка експериментальних даних

Планування експерименту – це процедура вибору числа і умов проведення дослідів, необхідних і достатніх для вирішення поставленого завдання з необхідною точністю.

Планування експерименту полягає у виборі такої стратегії експериментування, яка дозволяє приймати обґрунтовані рішення після кожної серії дослідів. Воно дозволяє визначити заздалегідь схему крокового процесу проведення експерименту, включити в нього мінімальне число дослідів при одночасному варіюванні усіма факторами без зниження якості отриманої інформації.

При плануванні експерименту вирішується питання про кількість повторюваностей досліду при визначенні тієї чи іншої вимірюваної величини. Один з методів обробки результатів вимірювань полягає в наступному [15, 16]. Визначається середня арифметична величина багаторазових вимірювань одного і того ж об'єкта. Для визначення кількості повторюваностей вимірювань необхідно задатися:

- надійністю результатів досліду (довірчою ймовірністю) – a , за допомогою якої встановлюють довірчий інтервал значень вимірюваної величини;

- допустимою похибкою – ε , вираженої в частках середньоквадратичного відхилення σ . З класичної теорії похибок відомо, що результати багаторазових вимірювань однієї і тієї ж величини повинні лежати в межах $\pm 3\sigma$.

Якість результатів вимірювань зручно характеризувати відносною похибкою, яка дорівнює відношенню абсолютної помилки Δx_i до істинного значення вимірюваної величини x_0 , вираженої в відсотках.

Для оцінки істинного значення фізичної величини приймають її середнє арифметичне значення, яке визначається за формулою:

$$\bar{x} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m x_i, \quad (2.8)$$

де m - число повторюваностей (число вимірів).

У класичній теорії похибок доведено, що при числі ступенів свободи більше 30 випадкові похибки підкоряються нормальному закону розподілу. Найбільш інформативна оцінка за допомогою середнього квадратичного відхилення:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2}{m-1}}. \quad (2.9)$$

Квадрат цієї величини називається дисперсією вимірювань.

Коефіцієнт варіації – відношення стандартного відхилення до середнього арифметичного, виражене у відсотках:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100\%. \quad (2.10)$$

Фактично досягнута статистична точність (гранична похибка) середнього значення:

$$\Delta_{\phi} = \frac{t \cdot V}{\sqrt{m}} \%, \quad (2.11)$$

де t - нормоване відхилення – коефіцієнт, що залежить від прийнятої довірчої ймовірності і характеризує надійність отриманого середнього значення.

Всі ці параметри можна обчислювати тільки для кількісних ознак. Вони показують, наскільки сильно варіюють значення ознаки (відхилення від середнього) в даній сукупності. Чим менше значення параметра розсіювання,

тим ближче значення ознаки у всіх об'єктів до свого середнього значення, а значить, і один до одного. Якщо величина межі розсіювання дорівнює нулю, значення ознаки у всіх об'єктів однакові.

Сенс коефіцієнта варіації полягає в тому, що він, на відміну від σ , вимірює не абсолютну, а відносного міру розсіювання значень ознаки у статистичній сукупності. Чим більше V , тим сукупність менш однорідна.

Якщо в ряду вимірів якоїсь величини є результати, що сильно відхиляються, які є наслідком грубих помилок або промахів, то їх слід виключити, використовуючи наступний метод. Підозрювані в грубій помилці виміру виключаються, якщо вони виявляться за величиною більше або менше граничних величин [17]:

$$x_{\max} = \bar{x} + k(x_{\max} - x_{\min}); \quad (2.12)$$

$$x_{\min} = \bar{x} - k(x_{\max} - x_{\min}), \quad (2.13)$$

де x_{\max} , x_{\min} – гранично можливі максимальні і мінімальні значення вимірювань в досліджуваному ряду відповідно, с;

k – коефіцієнт, що залежить від числа спостережень m .

При наявності в ряду двох підозрюваних в грубій помилці вимірювань спочатку роблять перевірку для більш різко відхиляється значення вимірювання, а ряди, що містять більше двох промахів, повинні бракуватися, і весь досвід повинен бути повторений знову. У випадках, коли випробування проведені, а необхідна точність вимірів не досягнута, то додаткова кількість випробувань слід визначати за формулою:

$$m' = \left(\frac{t \cdot V}{\Delta_{mp}} \right)^2 - m, \quad (2.14)$$

де Δ_{mp} – необхідна точність вимірювань (часу коливань маятника).

Висновки

Розроблено алгоритм оптимізації зубчастих пар приводу робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту на основі пошукового методу перебору варіантів.

Методом динамічного моделювання розроблений спосіб визначення ККД зубчастих пар, який при достатній точності вимірювань не вимагає складного, дорогого устаткування.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

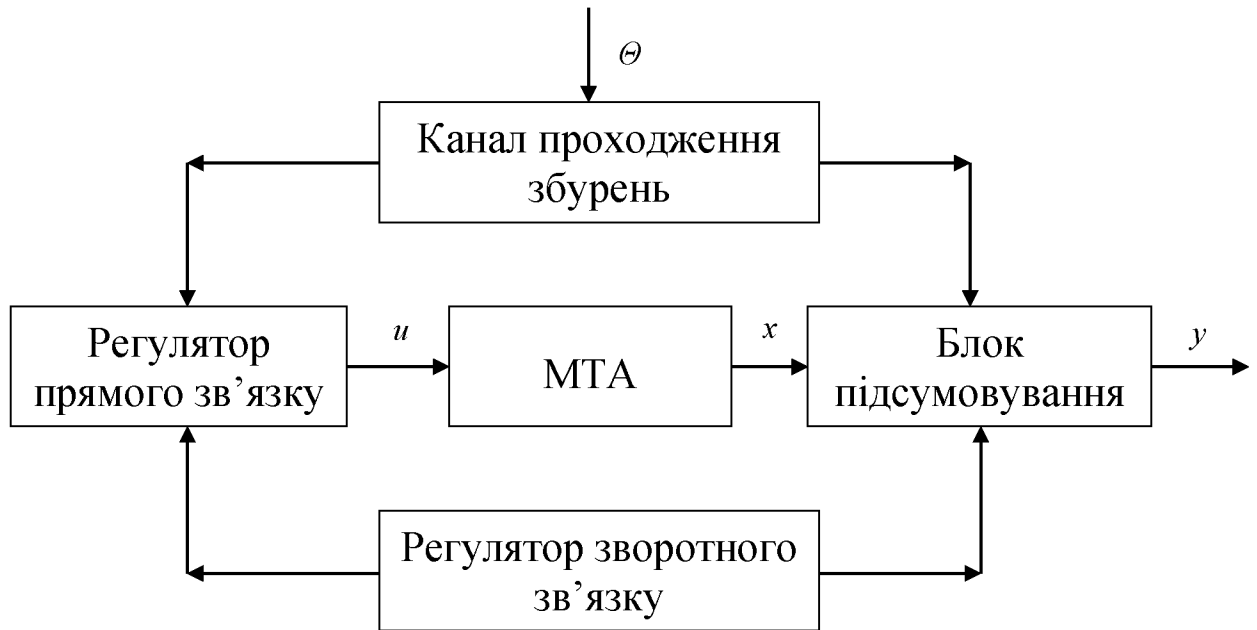
3.1. Теоретичні передумови вдосконалення приводу робочих органів машин для поверхневої обробки ґрунту

Розглядаючи процес обробки ґрунту машинно-тракторним агрегатом (МТА), який виражається в зміні його вихідних параметрів у часі, при формалізації цього процесу слід враховувати причини, що викликають ці явища.

Ці причини пов'язані з впливом на МТА різних видів енергії, що призводять до виникнення процесів, що знижують його основні параметри. На характер реалізації випадкових функцій головним чином впливають протікаючі процеси і їх взаємодія з МТА.

При розгляді впливу, який чинять різні процеси на вихідні параметри МТА, слід враховувати вплив зворотного зв'язку [17].

Розглянемо МТА у вигляді безпошукової адаптивної системи (рисунок 3.1). На узагальнений об'єкт через канал проходження збурень впливає перешкода Θ , яка вимірюється і подається на вхід регулятора прямого зв'язку. Команда управління надходить на вхід МТА, в той час як вихідний сигнал узагальненого об'єкта у надходить на вхід регулятора зворотного зв'язку, а вихідний сигнал останнього подається на вхід регулятора прямого зв'язку. Таким чином, структурний блок МТА і канал проходження збурень об'єднуються.



x – вектор стану; y – вектор виходу; u – вектор управління; Θ – вектор збурень

Рисунок 3.1 – Структурна схема регулювання руху МТА

Якщо математичні моделі МТА і каналу проходження збурень відомі з точністю до певних параметрів, то можна сформулювати мету управління – збіг руху МТА по декількох координатах з бажаним рухом.

Однак, відома лише допустима область простору змінних параметрів об'єкта, всередині якого вони змінюються заздалегідь невідомим чином. Тому адаптивні регулятори повинні бути спроектовані таким чином, щоб

а) на номінальному режимі забезпечити бажані динамічні характеристики МТА;

б) на будь-якому довільному режимі роботи знайшлися такі закони зміни параметрів регуляторів, для яких оператор основного контуру збігався б з оператором еталонної моделі.

Очевидно, друга умова фізично означає можливість перевести керовану адаптивну систему з деякої початкової неузгодженості параметрів операторів МТА і еталонної моделі в нульове. Зазначена властивість повної адаптованості МТА гарантує можливість абсолютної параметричної інваріантності і служить структурною характеристикою адаптивного

регулятора, що виражає граничні можливості компенсації впливу параметричних збурень на його динамічні характеристики [8, 9].

Якщо МТА розглядати як безперервний лінійний нестационарний узагальнений об'єкт управління, що включає лінійні приводи і багато зв'язкові датчики, то його опис можливий системою рівнянь виду [18]:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= a(t)x + B(t)u, \quad x(t_0) = x_0, \quad u(t_0) = u_0, \\ y &= C(t)x + \Theta, \quad \Theta(t_0) = \Theta_0, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де x – вектор стану МТА;

y – вектор виходу узагальненого об'єкта;

u, Θ – вектори керуючих і збурюючих впливів відповідно;

t – час.

Машинно-тракторний агрегат можна уявити як послідовність діючих один за іншим чергуючих механізованих і природних процесів, причому функціонування кожного наступного процесу починається після закінчення попереднього. При такому поданні МТА може бути віднесений до класу багатofазних агрегативно технічних систем, що складаються [18], з метою спрощення математичної моделі системи з шматочно-лінійних комплексів, яка справляє враження, що будь-який з її елементів пов'язаний хоча б з одним з елементів цієї ж підсистеми (системи). Допущення про шматочно-лінійної суті комплексу полягає в тому, що його внутрішній стан не змінюється миттєво від початкового до кінцевого на виході. Це припущення збігається зі станом комплексу на початку і кінці його дії і не заважає розглядати його внутрішні процеси як безперервні в цій організаційній ієрархії. Сенс терміну «ієрархія» найзручніше пояснити на типовому прикладі (рисунок 3.2).

Опис поведінки системи на рівні i має право на існування сама по собі. Однак можна ще краще зрозуміти досліджуване явище, якщо скористатися схемою, яка зв'язує цей опис з іншими, що відносяться до більш низьких рівнів ієрархії.



Рисунок 3.2 – Ієрархія підсистем в технічній системі МТА

Об'єкти, що належать кожному структурному рівню, можуть розглядатися і як системи, утворені з підсистем (об'єкти нижчих рівнів), і як підсистеми, що входять до складу деякої системи (об'єкт більш високого рівня).

Для ієрархічних систем характерні три важливих властивості [19].

1. Кожен рівень ієрархії має свою власну мову, свою систему концепцій і принципів.

2. На кожному рівні ієрархії відбувається узагальнення властивостей об'єктів нижчих рівнів. Закономірності, виявлені і описані для останніх, можуть бути включені в пояснювальну (функціональну) схему, знаходячи при цьому зв'язок з об'єктом вищого рівня. Таким чином, опис на рівні i сприяє поясненню (розумінню) явищ, що мають місце на рівні $i+1$.

3. Взаємозв'язки між рівнями не симетричні. Для нормального функціонування об'єктів вищого рівня необхідно, щоб успішно функціонували об'єкти нижчого рівня, але не навпаки.

Моделі взаємозв'язків підсистем містять деякі сукупності, зв'язок між якими забезпечується за допомогою процесів, що протікають зі швидкостями, яким можуть бути приписані відповідні оцінки.

Головне завдання при цьому – вибрати компоненти системи таким чином, щоб кожній з них була властива відносна автономія, тобто щоб внутрішні зв'язки в межах кожної підсистеми були сильними, а взаємодії між підсистемами – слабкими.

Представлення технічної системи МТА у вигляді безпошукової адаптивної системи може бути покладено в основу при складанні рівняння руху.

3.2. Рівняння руху машинно-тракторного агрегату

Змінні сили, що діють на машинно-тракторний агрегат (МТА), пов'язані або з переміщеннями, або зі швидкостями точок прикладання цих сил. Функціональна залежність, що зв'язує величину сили і кінематичні параметри (час, координати і швидкість точки прикладання сили), називається характеристикою сили. Модуль сили в цій залежності може бути і функцією, і аргументом. Для зручності розрахунків можна вважати, що модуль сили є функція зазначених кінематичних параметрів, при цьому характеристики сил є заданими.

Для визначення законів руху механічних систем за заданими силами використовуються рівняння, звані рівняннями руху. Число цих рівнянь в агрегатах з голономним зв'язком дорівнює числу ступенів свободи агрегату.

Рівняння руху МТА можуть бути представлені в різних формах. Для агрегатів з одним ступенем свободи одна з найбільш простих форм виходить на підставі теореми про зміну кінетичної енергії. У диференціальній формі рівняння руху МТА має вигляд [20]:

$$d\Gamma = dA, \quad (3.2)$$

де T – кінетична енергія МТА, Дж;

A – робота сил і моментів сил, що діють на ланки агрегату, Дж.

Динамічна модель МТА може являти собою матеріальну точку (точку приведення) з масою m^n , яка рухається під дією сили F_n так, що узагальнена координата s цієї точки збігається з узагальненою координатою агрегату в будь-який момент часу.

При поступальному русі точки приведення після приведення сил і мас отримуємо:

$$d\left(\frac{m_n v_p^2}{2}\right) = F_n ds, \quad (3.3)$$

де v_p – швидкість точки приведення, м/с;

або

$$\frac{d}{ds}\left(\frac{m_n v_p^2}{2}\right) = F_n. \quad (3.4)$$

Звідси:

$$m_n a_p + \frac{v_p^2}{2} \frac{dm_n}{ds} = F_n, \quad (3.5)$$

де a – прискорення точки приведення, м/с².

Покажемо, що завжди можна визначити такі значення, при яких рівняння руху точки приведення виявиться тотожним рівняння руху МТА і, отже, узагальнена координата точки приведення буде збігатися з узагальненою координатою агрегату в будь-який момент часу.

Наведеною силою є сила, умовно прикладена до точки приведення і визначається з рівності елементарної роботи цієї сили елементарній роботі сил і пар сил, що діють на ланки агрегату. Тобто враховує сили, під дією яких агрегат пересувається по полю, сили взаємодії елементів всередині агрегату, а також сили, в результаті дії яких відбувається корисна робота.

Рівність елементарних робіт одночасно означає рівність їх потужностей:

$$F_n v_p = \sum_{k=1}^m N_k + \sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \psi_{ij}, \quad (3.6)$$

де N_k – потужність сили до (або пари сил), що діє на ланку агрегату, без урахування сил взаємодії ланок передавального механізму робочих органів, Вт;

N_{ij} – потужність сил взаємодії ланки i з ланкою j передавального механізму робочого органу, Вт;

ψ_{ij} – коефіцієнт втрат потужності в зубчастій кінематичній парі, утвореної ланками i і j .

У рівнянні (3.6) $\sum_{k=1}^m N_k$ враховує корисну потужність, затрачену на подолання тягового опору і опору обертанню робочих органів культиватора, а також втрати потужності в трансмісії трактора, на буксування, підйом, перекочування і привід ВВП. Доданок $\sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \psi_{ij}$ враховує тільки втрати потужності в культиватор на привід робочих органів.

Як показав аналіз літературних джерел [9, 21] в загальному балансі потужності МТА найменш досліджені втрати потужності на привід активних робочих органів сільськогосподарських машин.

Після підстановки рівняння (3.6) в рівняння (3.5) приходимо до виразу:

$$m_n a_p + \frac{v_p^2}{2} \frac{dm_n}{ds} = \frac{1}{v_p} \left(\sum_{k=1}^m N_k + \sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \psi_{ij} \right). \quad (3.7)$$

В свою чергу $\psi_{ij} = 1 - \eta_{ij}$, де η_{ij} – коефіцієнт корисної дії зубчастої кінематичної пари, утвореної ланками i і j .

Можна довести [22], що:

$$\eta_{ij} = \frac{M_i^0}{M_i}, \quad (3.8)$$

де M_i^0 – момент рушійних сил вхідної ланки зубчастої кінематичної пари, який визначається без урахування сил тертя, Н мм;

M_i – момент рушійних сил вхідної ланки зубчастої кінематичної пари, що визначається з урахуванням сил тертя, Н мм.

Відповідно до третього закону механіки, основною теоремою зачеплення і картиною евольвентного зачеплення:

$$M_i^0 = F_{ij}^n r_{bi}, \quad (3.9)$$

де F_{ij}^n – нормальна реакція ведучої ланки i на дію веденої ланки j , Н;

r_{bi} – радіус основного кола ланки i , мм.

На рисунку 3.3 полюс зачеплення P є миттєвим центром відносних швидкостей пари зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні.

Оскільки швидкості ковзання зубів в точках a і b , що належать зоні двохпарного зачеплення, протилежно спрямовані при максимальних значеннях в області їх зміни на активній лінії зачеплення, то за умовою рівноваги можна прийняти:

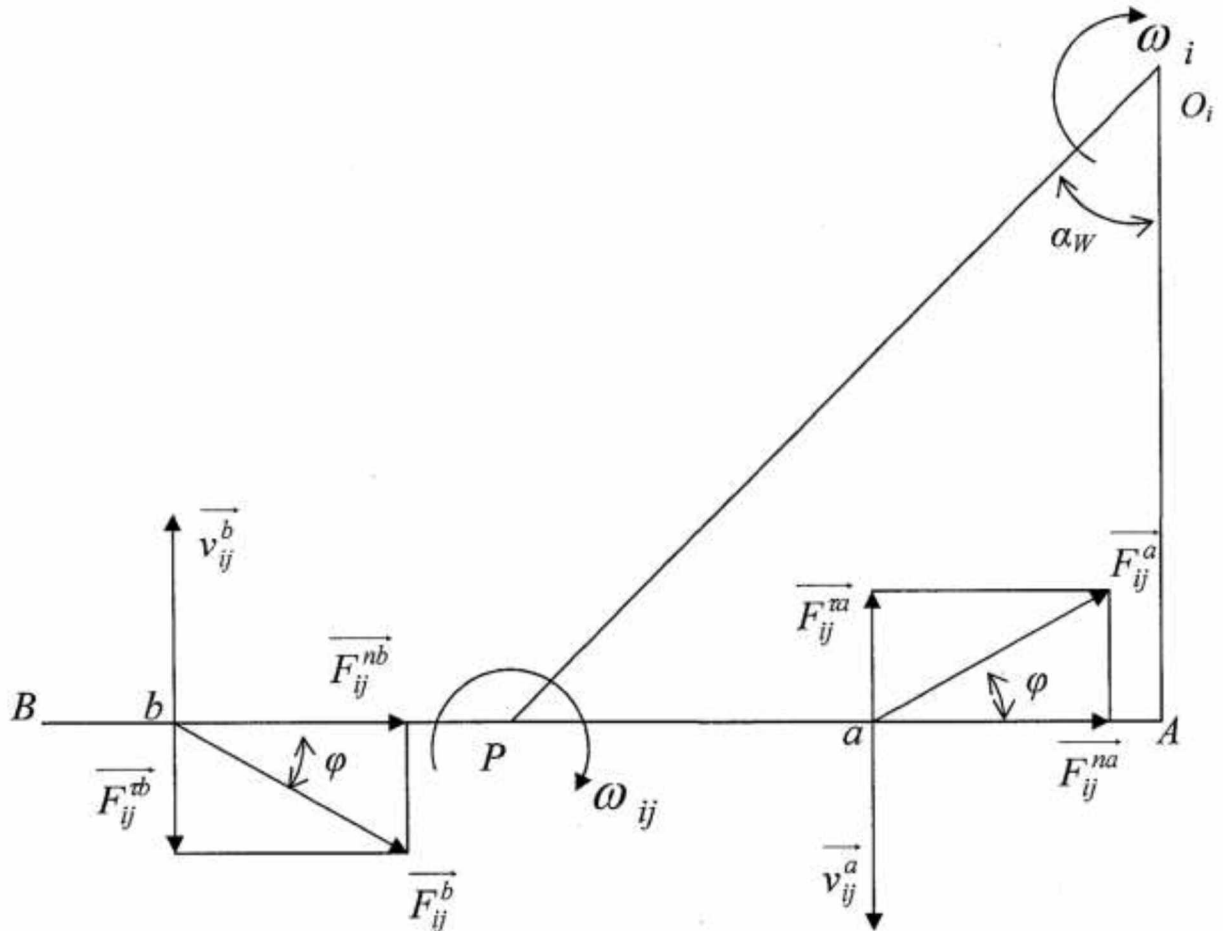
$$M_i = F_{ij}^n r_{bi} - F_{ij}^{\tau a} l_{Aa} + F_{ij}^{\tau b} l_{Ab}, \quad (3.10)$$

де $F_{ij}^{\tau a} l_{Aa}$ – дотична реакція ведучої ланки на дію веденої ланки на початку активної лінії зачеплення, Н;

$F_{ij}^{\tau b} l_{Ab}$ – дотична реакція ведучої ланки z на дію веденої ланки j в кінці активної лінії зачеплення, Н;

l_{Aa} – відстань від початку лінії зачеплення до точки входу колеса в зачеплення, мм;

l_{Ab} – відстань від початку лінії зачеплення до точки виходу колеса із зачеплення, мм.



\vec{v}_{ij}^a – вектор швидкості ковзання коліс на початку активної лінії зачеплення; \vec{v}_{ij}^b – вектор швидкості ковзання коліс в кінці активної лінії зачеплення; O_i – миттєвий центр швидкостей ведучої ланки; ω_i – кутова швидкість ведучої ланки; ω_{ij} – кутова швидкість ведучої ланки відносно веденої; φ – кут тертя; α_w – кут зачеплення

Рисунок 3.3 – Динаміка зачеплення

Так як $F_{ij}^n = F_{ij}^{na} + F_{ij}^{nb}$, де F_{ij}^{na} – нормальна реакція ведучої ланки i на дію веденої ланки j на початку активної лінії зачеплення; F_{ij}^{nb} – нормальна реакція ведучої ланки i на дію веденої ланки j в кінці активної лінії зачеплення, то при рівномірному розподілі реактивного навантаження на зуби коліс з урахуванням формули Амонтона:

$$F_{ij}^{\tau a} = F_{ij}^{\tau b} = 0,5 f F_{ij}^n,$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

Таким чином, рівняння руху МТА набуває вигляду:

$$m_n a_p + \frac{v_p^2}{2} \frac{dm_n}{ds} = \frac{1}{v_p} \left(\sum_{k=1}^m N_k + \sum_{i=1}^n N_{ij} \left(1 - \frac{r_{bi}}{r_{bi} + fl_{ab}} \right) \right). \quad (3.12)$$

З рівняння видно, що енергетичні властивості тяговопривідних МТА значною мірою визначаються геометричними характеристиками зубчастих пар в приводі робочих органів машин.

3.3. Результати оптимізації зубчастих пар приводу робочих органів культиватора

Мета досліджень – поліпшити зубчасті пари приводу робочих органів культиватора Zirkon 7/300, не змінюючи конструкції машини в цілому, допускаючи лише заміну зубчастих коліс. При цьому, як показує аналіз літературних джерел, достатньо як покращувальні параметри прийняти можливі допустимі комбінації кута профілю і коефіцієнтів зсувів. Крім того, незмінність міжцентрових відстаней дозволяє застосувати тільки рівно зміщені зубчасті колеса. Така модернізація можлива в умовах будь-якого господарства з мінімальними витратами.

На рисунку 3.4 показані значення узагальнюючого критерію оптимізації, миттєвого коефіцієнта корисної дії зубчастої кінематичної пари, при різних кутах профілю, з якого випливає, що зі збільшенням кута профілю зуба від 12 до 32° ККД передачі зростає. Зростання ККД зубчастої пари пояснюється зменшенням дотичної складової окружної швидкості ведучого колеса на лінії зачеплення, що призводить до зниження питомих ковзань

профілів зубів. Збільшення ККД супроводжується зменшенням коефіцієнта перекриття (рис. 3.5). Це пояснюється зменшенням довжини активної лінії зачеплення.

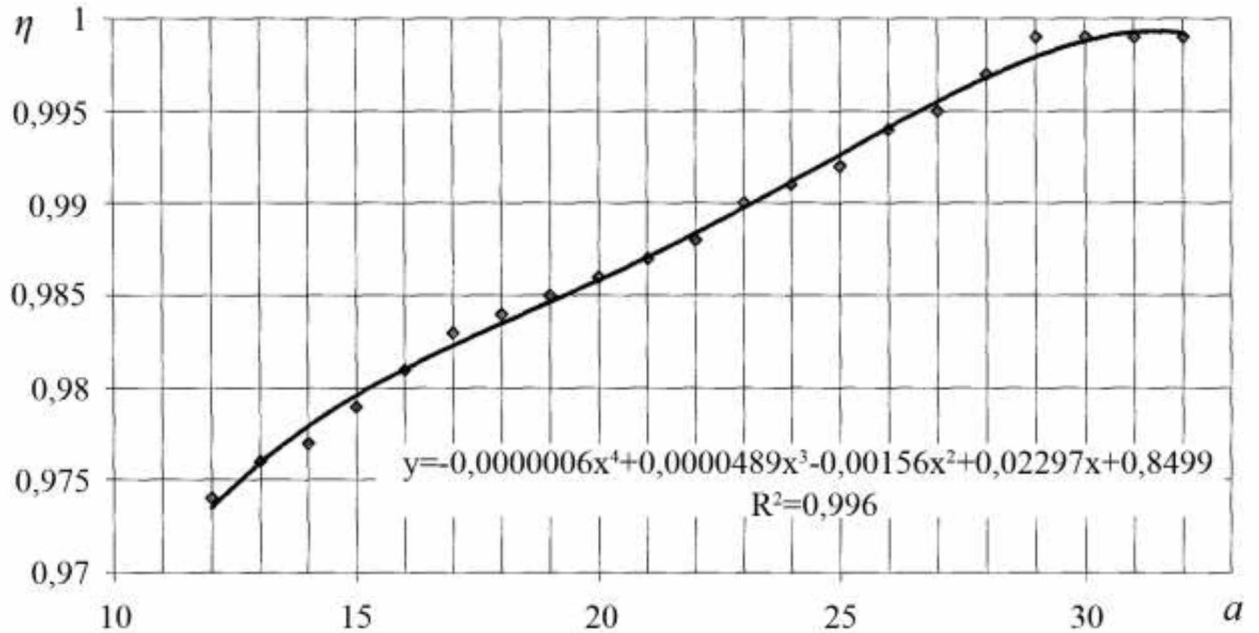


Рисунок 3.4 – ККД зубчастої пари при різних кутах профілю виробляючого контуру

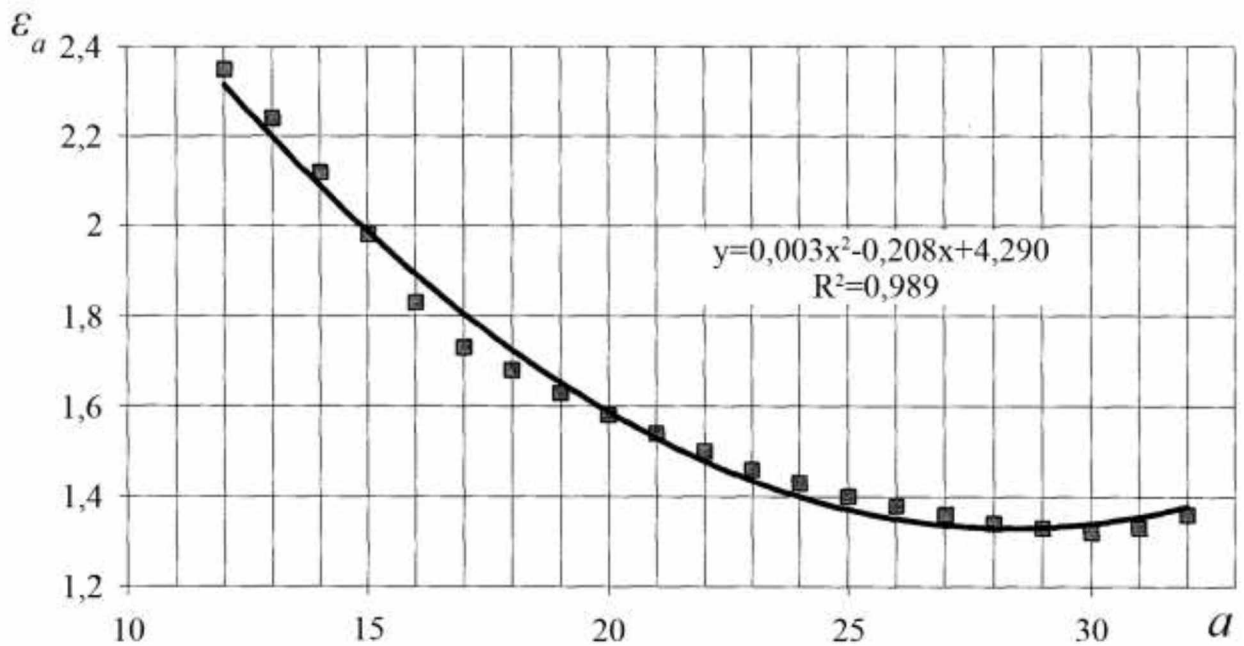


Рисунок 3.5 – Коефіцієнт перекриття при різних кутах профілю виробляючого контуру

Оптимального значення кута профілю зуба відповідають оптимальні значення коефіцієнтів зсувів: $-0,35$; $+0,35$ (рис. 3.6), тому що при цьому забезпечується найменше ковзання профілів зубчастої пари.

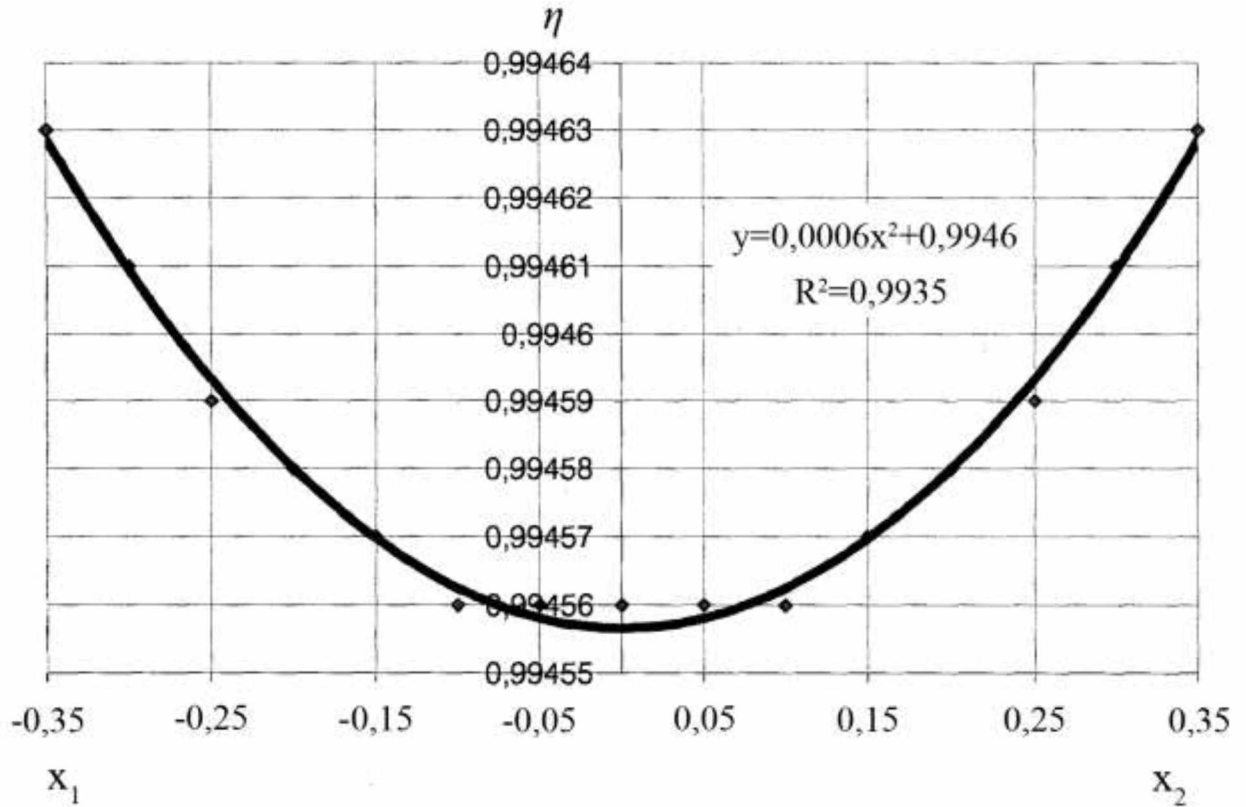


Рисунок 3.6 – ККД допустимих рівнозміщених передач при оптимальному куті профілю

При використанні поліпшених зубчастих коліс в порівнянні зі стандартними, встановленими на культиватор, спостерігається збільшення значення ККД зубчастої пари на 0,96%.

3.4. Результати досліджень зубчастих пар приводу робочих органів

У лабораторних умовах проводилася перевірка коліс зі стандартними ($x_1 = x_2 = 0$; $\alpha = 20^\circ$) і поліпшеними ($x_1 = 0,35$; $x_2 = -0,35$; $\alpha = 32^\circ$) геометричними параметрами. При проведенні випробувань визначали час

загасання коливань маятника. Для цього приймаємо довірчу ймовірність $p = 0,95$.

Для отримання найбільш коректних результатів експериментальні дані (див. Додаток А) піддавалися попередній обробці. Її зміст полягає в відсіиванні грубих похибок вимірювання і перевірки відповідності розподілу результатів експерименту закону нормального розподілу (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Результати випробувань

Показники	\bar{x}	σ	V	$\Delta\phi$	t
Стандартні колеса					
Випробування моделі	4,17	0,105	2,91	1,25	2,03
Випробування передачі	4,1	0,095	2,33	1,16	
Покращені колеса					
Випробування моделі	4,25	0,078	1,84	0,85	2,032
Випробування передачі	4,23	0,071	1,68	0,77	

Отримані при випробуваннях значення часу роботи маятника лежать в межах $\pm 3\sigma$, це означає, що результати експерименту відповідають закону нормального розподілу.

Коефіцієнт варіації приймає малі величини, отже, сукупність отриманих при випробуваннях значень часу роботи маятника є однорідною.

При проведенні попередньої обробки даних, отриманих при випробуваннях, сильного відхилення результатів виявлено не було.

Таблиця 3.1 дозволяє розрахувати ККД стандартної і поліпшеної зубчастих пар. Для цього середнє арифметичне значення часу загасання коливань маятника підставляються в формулу (2.2). В результаті отримані наступні значення: ККД стандартної зубчастої передачі – 0,983, прокращеної – 0,995. Таким чином, лабораторний експеримент показує, що ККД покращеної зубчастої пари перевищує ККД стандартної на 0,012.

Висновки

Результати теоретичних досліджень показали, що застосування стандартних зубчастих пар з нульовим зміщенням виробляючого контуру призводить до високих втрат потужності в приводі робочих органів вертикально-фрезерних культиваторів і до зменшення корисної потужності двигуна агрегату до 6,8%.

В результаті математичного моделювання отримані оптимальні геометричні параметри зубчастих пар приводу робочих органів вертикально-фрезерних культиваторів: кут профілю – 32° при коефіцієнтах зсувів – 0,35; +0,35.

Застосування пропонованих пар дозволить зменшити втрати потужності в приводі робочих органів культиватора на 12 кВт, енергоємність процесу обробки ґрунту на 123,1 МДж/га, питому металоємність – на 0,012 м³год/га.

РОЗДІЛ 4

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ РОЗРОБОК

4.1. Практичне використання розробок

Оцінку ефективності розроблених технічних і технологічних рішень провели також за показниками питомої металоємності і енергоємності.

Показником питомої металоємності є частка від ділення обсягу металевих деталей на основний параметр машини. Значення цього показника на відміну від металоємності далеко виходить за межі оцінки економії металів, здійсненої в машині. Найважливіше, що він характеризує якість конструкції.

Беручи в якості основного параметра машини її годинну продуктивність показник питомої металоємності визначиться формулою:

$$\mu = \frac{\sum_i \frac{m_i}{\rho_i}}{W_{\text{год}}}, \quad (4.1)$$

де m_i – маса i деталі, виготовленої з матеріалу щільністю ρ_i , кг.

За цим показником агрегат з поліпшеними зубчастими колесами ефективніше стандартного варіанту в 1,03 ... 1,2 рази.

Беручи процес як сукупність взаємозв'язаних ресурсів і діяльності, яка перетворює паливоенергетичний ресурс в роботу МТА, що характеризується продуктивністю, енергоємність обробки ґрунту можна визначити відношенням кількості теплоти, що виділяється за годину згорання дизельного палива при виконанні технологічної операції, до годинної продуктивності агрегату:

$$E = \frac{GQ_y}{W_{\text{год}}}, \quad (4.2)$$

де G – годинна витрата палива, кг/год.;

Q_y – середня теплота згоряння натурального палива, МДж/кг.

За цим показником агрегат з поліпшеними зубчастими колесами ефективніше стандартного варіанту в 1,2 ... 1,21 рази.

Смугова обробка ґрунту продуктивніша суцільного обробітку. Це пояснюється збільшенням швидкості руху МТА за рахунок зниження питомого опору машини. Збільшення продуктивності призводить до зменшення календарної тривалості роботи, а, отже, і до підвищення врожайності сільськогосподарської культури внаслідок скорочення природних біологічних втрат урожаю. Тому ефективність розроблених технічних і технологічних рішень визначається так само підвищенням врожайності культури при зменшенні тривалості робіт.

Прогнозована врожайність сільськогосподарської культури визначається формулою:

$$u_n = u - ukt, \quad (4.3)$$

де u – планована врожайність сільськогосподарської культури без урахування природних біологічних втрат урожаю, ц/га;

k – коефіцієнт природних біологічних втрат урожаю;

t – календарна тривалість виконання робіт, дні.

В свою чергу:

$$t = \frac{Q}{W_{\text{см}} k_{\text{см}} k_n}, \quad (4.4)$$

де Q – обсяг робіт, га;

$W_{\text{см}}$ – нормативна змінна продуктивність, га / зміна;

$k_{\text{см}}$ – коефіцієнт змінності;

k_n – коефіцієнт погодності.

Тому:

$$u_n = u \left(1 - \frac{kQ}{W_{cm} k_{cm} k_n} \right). \quad (4.5)$$

За цим показником агрегат з поліпшеними зубчастими колесами ефективніше стандартного варіанту в 1,02 ... 1,17 рази (таблиця 4.1).

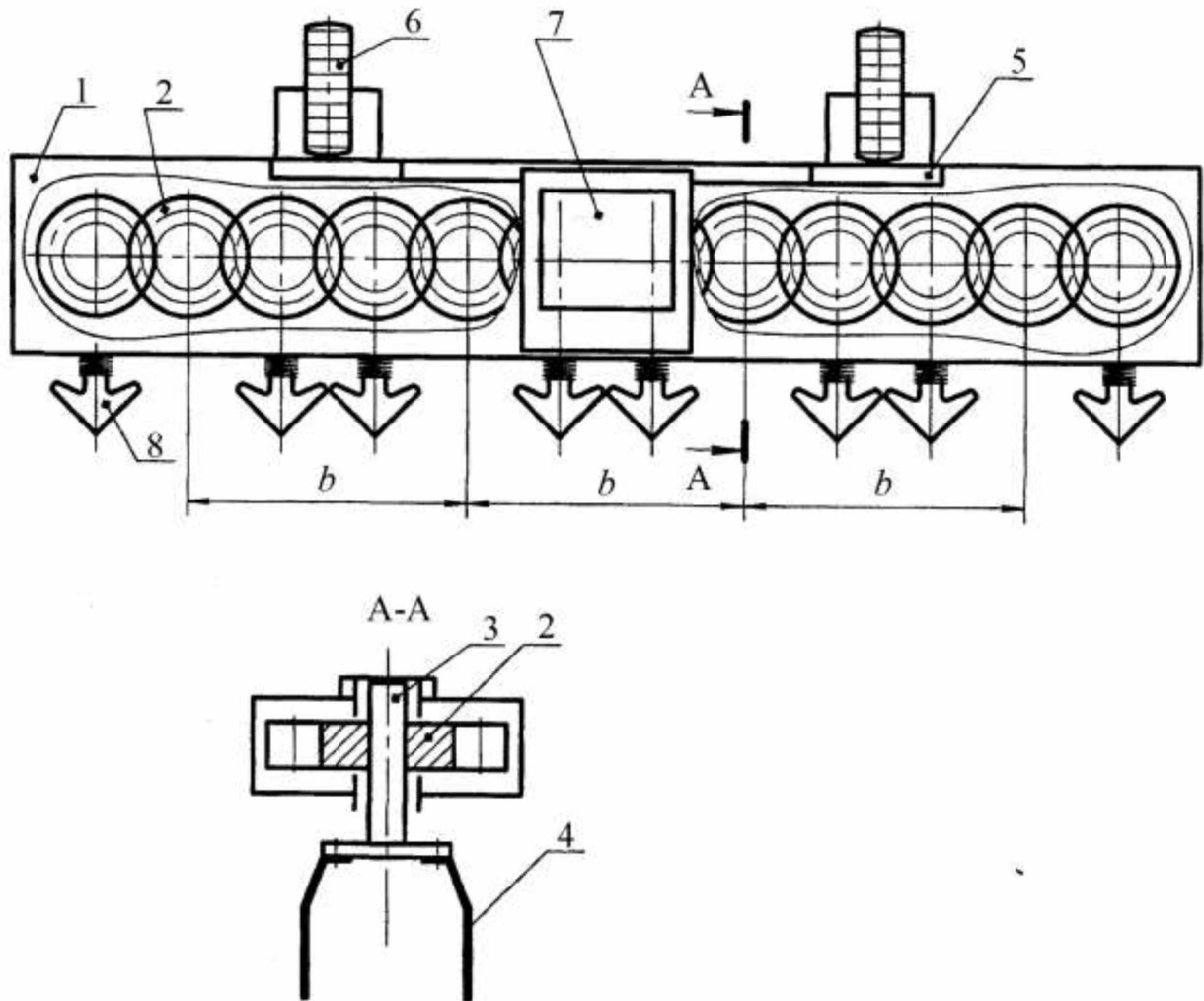
Таблиця 4.1 – Порівняльні показники

Показники	Смугова технологія		Суцільна обробка	
	Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса	Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса
Показник питомої металоємності, м ³ год/га	0,0142	0,0138	0,0256	0,0214
Енергоємність, МДж/га	99,1	82,2	205,3	171,1
Прогнозована урожайність картоплі (при площі 207 га та програмованій врожайності 100 ц/га), ц/га	200,4	203,7	150,7	175,6

Таким чином, дослідження підтверджують ефективність запропонованих технічних рішень.

Практична реалізація розроблених технічних рішень може бути реалізована на культиватор Zirkon по даній схема (рисунок 4.1).

У запропонованій конструкції приводу робочих органів культиватора паразитний зубчастий ряд складений з коліс, в яких негативний зсув веденого (або ведучого) колеса (коефіцієнт зміщення дорівнює -0,35) дорівнює по абсолютній величині позитивному зсуву ведучого (або веденого) колеса. Міжосьова відстань при цьому є ділильною міжосьовою відстанню, а кут зачеплення 32° дорівнює куту профілю виробляючому контуру.



1 – каркас; 2 – паразитна шестерня; 3 – вал вертикальний; 4 – ножовий розпушувач; 5 – навіска; 6 – опорне колесо; 7 – редуктор приводу; 8 – розпушувач

Рисунок 4.1 – Культиватор Zirkon

Такий зубчастий ряд дозволяє зменшити втрати потужності в приводі робочих органів культиватора Zirkon 7/300 не менше, ніж на 12 кВт, що призводить до зниження витрати палива при виконанні польових механізованих робіт більш, ніж на 1,3 кг/га. При цьому вдалося довести зменшення енергоємності процесу обробки ґрунту до 123,1 МДж/га, питомої металоємності – до 0,012 м³год/га.

4.2. Екологічна експертиза розробок

Ремонтно-обслуговуюче підприємство, що відновлюють деталі машин по запропонованій технології повинно мати екологічну паспортизацію природного середовища [31].

Екологічний паспорт має дані, що характеризують взаємовідносини підприємства з довкіллям.

Екологічні паспорти дозволяють зробити аналіз екологічного середовища в регіоні, порівняти техніко- і еколого-економічні дані з даними інших підприємств, що характеризуються природоохоронними заходами.

Одночасно можна оцінити й ефективність розробленої та застосованої технології відновлення деталей.

Об'єкти підприємства є джерелами забруднення атмосфери та навколишнього середовища. Тому проводять аналіз забезпеченості технічними засобами контролю за станом навколишнього середовища, викидами забруднюючих речовин в атмосферу, описують методи контролю за шкідливими викидами, заходи щодо їх зменшення.

Проведений аналіз дозволяє розробити рекомендації щодо забезпечення екологічної стійкості підприємства, а також план ліквідації аварійних ситуацій.

Повинна бути встановлена (обґрунтована) категорія екологічної небезпеки об'єкту чи технології, що застосовується. Для цього встановлюють структуру викидів забруднюючих речовин при експлуатації технологічного обладнання чи технології. На підставі екологічного аналізу джерел викидів роблять розрахунок «пріоритетного» викиду шкідливих речовин.

Викид шкідливих речовин, що виділяються від технологічного устаткування при виконанні технологічних операції, розраховують за формулою:

$$M_i = 10^{-6} q_i \cdot B, \quad (4.6)$$

де M_i – валовий викид шкідливої речовини, т/рік.;

q_i – питомий показник викидів i -го речовини, г/кг ;

B – кількість матеріалу, витраченого за рік, кг.

Найбільша ефективність у захисті повітряного середовища від забруднюючих викидів досягається при поєднанні заходів щодо вдосконалення технологічних процесів, газоочистки, забезпечення загальних санітарно-гігієнічних вимог.

Забруднення поверхневих чи підземних вод, джерел питної води можуть завдати шкоди сільському господарству. Оцінка завданого збитку здійснюється з урахуванням реальної вартості затрат на відновлювальні роботи та ліквідацію наслідків.

Порушення правил викиду забруднювальних речовин в атмосферу, спричиняють забруднення або зміну природних властивостей повітря, що може завдати істотної шкоди здоров'ю людини.

Порушення правил охорони навколишнього середовища полягає у використанні непередбачених правилами методик, відмови від виконання відповідних робіт або в бездіяльності при необхідних обов'язках. Це може бути, зокрема, ігнорування інформації, відмова від проведення екологічної експертизи та будівництва очисних споруд, порушення правил їх експлуатації.

За скоєні екологічні злочини порушники несуть правову відповідальність. Екологічне законодавство передбачає три рівні покарання:

- порушення;
- порушення, що завдали значних збитків;
- порушення, що спричинили смерть людей (тяжкі наслідки).

Залежно від величини заподіяних збитків це можуть бути штрафи, заборона обіймати певні посади на встановлений термін, виправні роботи та позбавлення волі на визначений законом термін.

4.3. Охорона праці

Аналіз стану охорони праці проводять з метою визначення передумови для розробки заходів щодо зниження травматизму і поліпшення умов праці.

При аналізі стану охорони праці в організації і технології ремонтно-обслуговуючих робіт враховують наступне:

- дотримання законодавства про режим праці і відпочинку працюючих;
- відповідність організації забезпечення охорони праці вимогам нормативних документів;
- планування заходів щодо охорони праці, виділення і використання грошових і матеріальних коштів на їх виконання;
- відповідність будівлі ремонтно-обслуговуючого підприємства вимогам санітарних і будівельних норм і правил;
- можливість появи шкідливих і небезпечних виробничих чинників, основні причини виробничих травм;
- динаміку травматизму і захворюваності;
- санітарно-побутові умови працівників;
- пожежну безпеку (характеристика технологічних процесів з пожежної безпеки).

Охорона праці включає техніку безпеки, що запобігає травматизму і перешкоджає виникненню захворювань від дії шкідливих чинників, виробничу санітарію. Структура комплексу заходів наступна:

1. Аналіз стану охорони праці або безпеки технологічного процесу в підприємстві.
2. Розробка організаційних, санітарно-гігієнічних, технічних заходів щодо поліпшення стану охорони праці.
3. Розробка інструкцій з охорони праці при роботі на технологічному обладнанні або при використанні розробленої технології відновлення.

4. Аналіз і оцінка пожежної безпеки підприємства, організація пожежної профілактики.

Заходи щодо поліпшення стану охорони праці або безпеки технологічних процесів розробляють на основі аналізу. Заходами передбачають:

- поліпшення діяльності адміністрації (наймача) з дотримання трудового законодавства і виконання вимог нормативної документації з охорони праці;

- вдосконалення системи навчання працівників охорони праці відповідно до нормативних документів;

- поліпшення контролю і нагляду за дотриманням вимог охорони праці;

- застосування засобів наочної агітації з безпеки праці, поліпшення планування з охорони праці;

- заміну небезпечних технологічних процесів безпечними;

- розробку пристроїв, що забезпечують безпечну експлуатацію технологічного обладнання і систем, забезпечення електробезпеки;

- створення нормального повітряного середовища за рахунок вентиляції і опалювання;

- зниження рівнів шуму і вібрацій на робочих місцях;

- створення необхідних санітарно-побутових умов для працівників підприємства.

При розробці вимог безпеки (інструкцій) з охорони праці необхідно спочатку охарактеризувати можливі небезпечні і шкідливі виробничі чинники, які можуть виникнути під час роботи, небезпечні зони, а потім вказати методи їх ліквідації. Необхідно також обґрунтувати вимоги до персоналу, який експлуатуватиме обладнання, або виконувати розроблену технологію відновлення деталей машин.

При необхідності обґрунтовують санітарно-гігієнічні умови праці на проектуваному обладнанні, передбачають заходи і засоби пожежної безпеки, розробляють інструкцію з техніки безпеки.

Деякі технологічні процеси, що виконується на ремонтно-обслуговуючих підприємствах, характеризуються виділенням різних забруднень. Тому в приміщеннях ремонтних підприємств передбачають природну, механічну або змішану вентиляцію. Вентиляційні системи повинні забезпечувати відносну вологість повітря, концентрацію в ньому газів, шкідливих виділень у межах, що не перевищують допустимі норми. Якщо виділення забруднень відбувається на окремому технологічному обладнанні (на столі для зварювальних робіт, у наплавлювальній установці) встановлюють місцеву вентиляцію.

При розсіяному виділенні забруднень у приміщенні передбачають загальнообмінну вентиляцію.

Розрахунок вентиляційних систем проводять виходячи з інтенсивності забруднення повітря. Кількість виділень, що забруднюють повітря в приміщенні, визначають по кожному джерелу.

У виробничих приміщеннях до основних забруднень відносять: відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згорання; гази та аерозолі, що утворюються в процесі зварювання, наплавлення, випаровування миючих розчинів, розчинників емалей і лаків, охолоджуючих рідин, електроліту та ін.

4.4. Техніко-економічне обґрунтування досліджень

Очікуваний економічний ефект складається з економії палива при проведенні механізованих робіт на просапних культурах і зі збільшенням валового збору картоплі і кормових коренеплодів. Збільшення валового збору просапних культур очікується за рахунок скорочення природних біологічних втрат урожаю, викликаних скороченням календарних тривалості робіт в результаті збільшення продуктивності агрегатів МТЗ-82 + Zirkon 7/300.

Витрати грошових коштів на паливо можна розрахувати за формулою:

$$Z_m = \frac{E_3}{Q_y} C_m, \quad (4.7)$$

де E_3 – витрати енергії при обробці ґрунту під просапні культури, МДж;

Q_y – середня теплота згоряння натурального палива, МДж/га;

C_m – вартість дизельного палива, грн./кг.

Уявімо результати розрахунків в табличній формі (таблиця 4.2), диференціюючи їх за запропонованими культурам.

Таблиця 4.2 – Витрати на дизельне паливо при обробці ґрунту під просапні культури, грн.

Культура	Затрати, грн.			
	Смугова технологія		Суцільна обробка	
	Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса	Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса
Картопля, 207 га	7245	6010	15008	12075
Буряк кормовий, 994 га	34790	28860	72067	57963
Просапні культури, 1201 га	42035	34870	87075	70036

Аналіз таблиці 4.2 показує, що розроблені технічні рішення дозволяють забезпечити річну економію дизельного палива на суму 17039 грн. При переході на смугову технологію економія по дизельному паливу складе 7165 грн.

Виручку від реалізації виробленої картоплі з урахуванням рівняння можна розрахувати за формулою:

$$Ц = QC \left(u - uk \frac{Q}{W_{cm} k_{cm} k_n} \right), \quad (4.8)$$

де Q – обсяг робіт, га;

u – планова врожайність сільськогосподарської культури без урахування природних біологічних втрат урожаю, т/га;

k – коефіцієнт природних біологічних втрат урожаю;

C – закупівельно-здавальна ціна картоплі, грн./т;

W_{cm} – нормативна змінна продуктивність, га/зміну;

k_{cm} – коефіцієнт змінності;

k_n – коефіцієнт погодності.

Результати розрахунків представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Виручка від реалізації виробленої картоплі тис. грн.

Виручка, тис. грн.			
Смугова технологія		Суцільна обробка	
Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса	Стандартні зубчасті колеса	Покращені зубчасті колеса
4148,3	4216,6	3119,5	3634,9

Аналіз таблиці 4.3 показує, що розроблені технічні рішення дозволяють збільшити виручку від реалізації виробленої картоплі на 515,4 тис. грн. При смуговій технології – 68,3 тис. грн.

Таким чином, при витратах, що включають в себе вартість виготовлення зубчастих коліс (16 тис. грн.), транспортні витрати (7 тис. грн.), вартість демонтажних і монтажних робіт (11 тис. грн.) і терміні експлуатації 5 років з урахуванням економії дизельного палива, річний ефект від реалізації результатів досліджень складе близько 490,44 тис. грн.

Висновки

Проведена екологічна експертиза свідчить, що запропоновані удосконалення передаточної пари вертикально-фрезерного культиватора є безпечним для навколишнього середовища.

Виконано аналізу умов виникнення і розвитку травм і аварій, для їх усунення запропоновані наступні заходи: встановлення захисних щитків, блокуючих приладів, заземлення при роботі з металообробними верстатами, використання спецодягу для приготування технологічних розчинів, проведення регулярних інструктажів з техніки безпеки.

Застосування пропонованих пар дозволить зменшити втрати потужності в приводі робочих органів культиватора на 12 кВт, енергоємність процесу обробки ґрунту на 123,1 МДж/га, питому металоємність – на 0,012 м³ч/га.

Пропоновані технічні рішення дозволяють збільшити виручку від реалізації виробленої картоплі на 515,4 тис. грн., при смуговій технології – 68,3 тис. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз факторів у системному взаємозв'язку, впливають на ефективність роботи вертикально-фрезерних культиваторів, показав, що високі енергетичні втрати (до 20%) в передавальних механізмах не виправдані. Усунення цього недоліку перешкоджають недосконалі методи проектування зубчастих зачеплень.

2. Результати теоретичних досліджень показали, що застосування стандартних зубчастих пар з нульовим зміщенням виробляючого контуру призводить до високих втрат потужності в приводі робочих органів вертикально-фрезерних культиваторів і до зменшення корисної потужності двигуна агрегату до 6,8%.

3. У результаті математичного моделювання отримані оптимальні геометричні параметри зубчастих пар приводу робочих органів вертикально-фрезерних культиваторів: кут профілю – 32° при коефіцієнтах зсувів $-0,35$; $+0,35$.

4. Застосування пропонованих пар дозволить зменшити втрати потужності в приводі робочих органів культиватора на 12 кВт, енергоємність процесу обробки ґрунту на 123,1 МДж/га, питому металоємність – на 0,012 м³ч/га.

5. Пропоновані технічні рішення дозволяють збільшити виручку від реалізації виробленої картоплі на 515,4 тис. грн. При смуговій технології – 68,3 тис. грн.