

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

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 20 ____ р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
Андрій ВОЙТІК
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістр

(освітній рівень)

тема роботи **«ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ З
ПЕРЕДНІМ І ЗАДНІМ НАЧІПНИМИ ПЛУГАМИ»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
«Агроінженерія»
Люшняк Д.І.
(прізвище та ініціали)

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

м. Умань – 2024 рік

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

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ **Андрій ВОЙТІК**
“ ____ ” _____ 20 ____ р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ **Люшняк Денису Ігоровичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Обґрунтування параметрів орного агрегату з переднім і заднім начіпними плугами» _____

керівник роботи _____ **Кутковецька Т.О., к.е.н., доцент** _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“ 04 ” листопада 2024 р. № 01-06/297

2. Строк подання студентом роботи _____ 22.11.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою роботи; напрацювання науковців щодо конструкцій фронтальних плугів. _____

4. Перелік питань, які потрібно розробити: вступ; тенденції розвитку конструкцій фронтальних плугів; теоретичні та експериментальні дослідження орного агрегату з переднім і заднім начіпними плугами; охорона праці; техніко-економічна ефективність орного машино-тракторного агрегату. _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження;

РЕФЕРАТ

Люшняк Д.І. Обґрунтування параметрів орного агрегату з переднім і заднім начіпними плугами (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 55 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 30 рисунків, 5 таблиць, 18 джерел літератури).

Однією із найбільш важливих задач сільськогосподарського виробництва було і залишається зменшення енергетичних витрат на оранці. Першим кроком в напрямку розв'язання цієї проблеми є підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора. У складі орного машинно-тракторного агрегату (МТА) це можна здійснити шляхом використання крім заднього, ще й фронтального плугів.

Тому, в дипломній роботі встановлено порівняльний вплив схем приєднання фронтального плуга (рухлива чи жорстка) до трактора на керованість та стійкість руху орного агрегату за схемою «push-pull» та обґрунтовано параметри його функціонування.

Об'єкт дослідження – процес функціонування трактора і агрегованих із ним переднього і заднього навісних плугів як складових єдиної динамічної системи.

Предмет дослідження – закономірності впливу параметрів орного МТА на характер відпрацювання ним зовнішніх збурень.

Метою досліджень є зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко-економічних показників роботи орного МТА з переднім і заднім навісними плугами шляхом обґрунтування його схеми і конструктивних параметрів.

Ключові слова: ПАРАМЕТРИ, ТРАКТОР, ОРНИЙ АГРЕГАТ, ПЛУГИ, ПЕРЕДНЯ І ЗАДНЯ НАЧІПКА.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ.....	7
1.1. Тенденції розвитку конструкцій фронтальних плугів.....	7
1.2. Напрямки дослідження стійкості та керованості руху орних МТА за схемою «push-pull».....	11
1.3. Мета і завдання дослідження.....	15
Висновки по розділу.....	16
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	17
2.1. Умови стабільності руху заглибленого фронтального плуга.....	17
2.2. Динаміка руху орного МТА у горизонтальній площині.....	24
Висновки по розділу.....	31
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	32
3.1. Методика експериментальних досліджень.....	32
3.2. Вплив схеми і режиму роботи орного агрегату на його тягово – енергетичні та агротехнічні показники.....	34
3.3. Вплив технологічного режиму роботи та схеми орного агрегату на стійкість його руху у горизонтальній площині.....	40
Висновки по розділу.....	43
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	45
4.1. Організація охорони праці в господарстві.....	45
4.2. Моделювання виробничих небезпек при роботі з орним агрегатом.....	46
Висновки по розділу.....	47
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОРНОГО МТА.....	48
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55

ВСТУП

Однією із найбільш важливих задач сільськогосподарського виробництва було і залишається зменшення енергетичних витрат на оранці ґрунту. Першим кроком в напрямку розв'язання цієї проблеми є підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора. В складі орного машинно-тракторного агрегату (МТА) це можна здійснити шляхом використання крім заднього, ще й фронтального плугів.

Згідно розробленої нами гіпотези передбачалось, що збільшення зчіпної маси трактора за рахунок використання фронтального плуга при приблизно однакових тягово-енергетичних показниках може забезпечити збільшення ширини захвату орного агрегату за схемою «push-pull» (тобто «штовхай-тягни») принаймні на ширину захвату одного корпусу у порівнянні з МТА з одним лише задньонавісним знаряддям. Збільшення ж зчіпної маси трактора повинно, в свою чергу, привести до зменшення буксування рушіїв і питомих витрат палива.

Переваги орних агрегатів за схемою «push-pull» можуть бути практично реалізовані лише за умови правильного вибору їх схеми та параметрів. Пошуки шляхів вирішення цієї задачі можна вважати актуальним на сьогодні.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ

1.1. Тенденції розвитку конструкцій фронтальних плугів.

Згідно з пропозиціями, викладеними в роботі [14], під термінами «фронтальний плуг», «передньонавісний плуг», «передній плуг», «фронтально навішена секція», «плуг фронтального навішування» розуміються знаряддя, які приєднуються до переднього навісного механізму енергетичного засобу і функціонують у режимі штовхання.

Серійне виробництво фронтальних плугів у нашій країні відсутнє. Більш-менш масово ці знаряддя виготовляють за кордоном: у Німеччині, Франції та деяких інших країнах [2].

Фірмами Європи пропонують в основному дво- або трикорпусні орні знаряддя. Фронтальні плуги з більшою кількістю корпусів виготовляються лише на замовлення.

Слід підкреслити, що серед передньонавісних орних знарядь переважна частина є оборотними (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Фронтальний плуг FX 31075H німецької фірми OVERUM

Єдиною задекларованою їх перевагою перед звичайними плугами є можливість виконання оранки без згінних і розгінних борін.

Практично в усіх фронтальних плугів зчіпний механізм шарнірно приєднаний до рами (рис. 1.2). На думку дослідників це сприяє підвищенню керованості руху орного агрегату за схемою «push-pull».

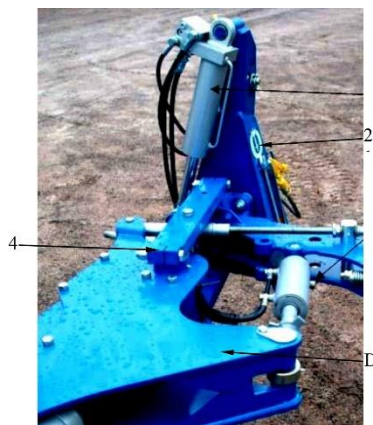


Рисунок. 1.2 – Зчіпний механізм передньонавісного плуга:

1 – стояк ПНМ плуга; 2 – гідроциліндри; 3 – рама; 4 – вертикальний шарнір

В дійсності таке може мати місце лише за умови, коли опорне колесо фронтального плуга буде розташоване в борозні (рис. 1.3). Упираючись своєю боковою поверхнею в її стінку, воно обмежуватиме кутову поворотність передньонавісного орного знаряддя у горизонтальній площині.



Рисунок 1.3 – Приклади розташування опорного колеса фронтального плуга у борозні

Проте слід підкреслити, що надійне переміщення опорного колеса фронтального плуга у борозні можливе за умови чистоти її дна. Як показує багаторічна практика, в ґрунтових умовах півдня України таке трапляється досить рідко. Найчастіше на дні борозни попереднього проходу орного агрегату залишаються брили ґрунту діаметром в середньому 10...12 см. Так як на період здійснення оранки вологість ґрунту може не перевищувати 10...12% [6], то міцність таких брил є суттєвою. В результаті фронтальне колесо, наїжджаючи на перешкоду у вигляді міцної брили ґрунту, вимілює фронтальний плуг.

Цілком зрозуміло, що якість оранки при цьому не може задовольняти агротехнічних вимог. Тому науковцями було запропоновано опорне колесо фронтального плуга розташовувати поза борозною – на необробленому полі.

Водночас, видалення вказаного колеса із борозни породжує проблему стійкості руху передньонавісного орного знаряддя в горизонтальній площині при його шарнірному приєднанні до енергетичного засобу. Не маючи опори, фронтальний плуг може зайняти крайнє (ліве чи праве) відхилене положення і в подальшому не вийти з нього. Цілком зрозуміло, що подальша робота орного агрегату при цьому практично неможлива.

Важливим моментом комплектування орного агрегату за схемою «push-pull» є визначення співвідношення між кількістю корпусів фронтального і задньонавісного плугів. Найменш розповсюдженим варіантом є співвідношення 1:1.

Дослідженнями минулих років встановлено [17, 18], що передньонавісний плуг повинен мати менше корпусів, ніж задній. Зазвичай найменша кількість корпусів фронтального орного знаряддя становить два (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Орний агрегат із двокорпусним фронтальним плугом

Не менш розповсюдженим варіантом орного агрегату за схемою «push-pull» є застосування трикорпусного фронтального знаряддя (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Орний агрегат із трикорпусним фронтальним плугом

Вибираючи співвідношення між кількістю фронтальних і задніх корпусів плуга враховують той факт, що стійкість руху у горизонтальній площині агрегату за схемою «2+4» може бути вищою, ніж у агрегатів за схемами «2+3» або «3+4» [6]. Автори цієї ж роботи вважають, що для кращої керованості руху тяговий 20 опір передньонавісного плуга не повинен перевищувати 40% загального тягового опору орного агрегату.

Водночас, за даними закордонних фірм найбільший приріст продуктивності на оранці забезпечують МТА за схемами «3+4» та «3+5». Збільшення вказаного показника сягає 58...60% [17] (табл. 1.1). Дещо сумнівним при цьому є зменшення питомих витрат палива на 57% агрегатом за схемою «2+3».

Таблиця 1.1 – Ефективність роботи орних агрегатів за схемою «push-pull»

Марка трактора	Число корпусів передньої та задньої секцій плуга, шт.	Підвищення продуктивності праці МТА, %	Зменшення витрат палива, %
“Renault” 1181 – 4	6 «2+4»	50	29
“International Harvester” 1455	7 «3+4»	58	30
“Mersedes” 1300	6 «2+4»	35	16
“Massey Ferguson” 2680	8 «3+5»	60	26
“John Deer” 4040	5 «2+3»	33	57
“Renaulr” 1181 – 4	7 «3+4»	58	37

Ще раз підкреслимо, що за неправильного обґрунтування конструктивних параметрів переднього навісного механізму трактора та параметрів зчіпного пристрою фронтального плуга можливе не бажане довантаження, а негативне розвантаження переднього мосту, а отже і керованих коліс енергетичного засобу. Саме такий результат був отриманий при спробі реалізувати орний агрегат за схемою «push-pull» на основі універсально-просапних тракторів (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Розподіл експлуатаційної маси тракторів по мостах при їх агрегатуванні з плугами переднього та заднього навішування

Показник	Трактор 4К2		Трактор 4К4	
	передній міст	задній міст	передній міст	задній міст
Опорна поверхня шин, %	40	60	50	50
Маса в не завантаженому стані, %	48	52	60	40
Число корпусів плуга, шт.	3	4	3	4
Маса в робочому стані, %	36	64	47	53
Розвантаження переднього мосту, %	12	-	13	-

Розвантаження переднього мосту тракторів з колісними формулами 4К2 і 4К4 становило не менше 12%. Цей факт ще раз підтвердив важливість обґрунтованого вибору схеми агрегування фронтального знаряддя у складі орного МТА.

1.2. Напрямки дослідження стійкості та керованості руху орних МТА за схемою «push-pull».

При виборі схеми агрегування фронтального знаряддя серед науковців переважає варіант шарнірного його приєднання до енергетичного засобу. Вибір такого конструктивного рішення вони пояснюють тим, що при зустрічі з механічною перешкодою знаряддя може відхилитися убік і запобігти своєму пошкодженню [4].

Із усіх розглянутих схем приєднання фронтального знаряддя до ПНМ трактора найбільш роботоздатними розглядаються дві (рис. 1.6).

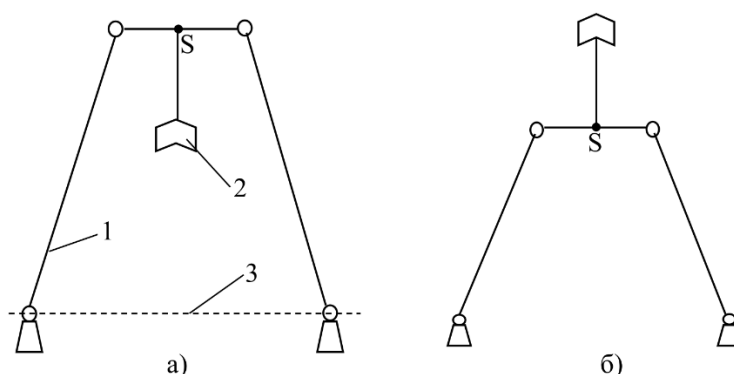


Рисунок 1.6 – Схеми приєднання фронтальних знарядь в роботі: 1 – передній навісний механізм трактора; 2 – фронтальне знаряддя; 3 – ось підвішування

При цьому стверджується, що для забезпечення стійкого руху передньонавісного реманенту миттєвий центр повороту переднього навісного механізму трактора має знаходитися спереду осі підвішування. Проте навіть при виконанні цієї умови схема приєднання фронтального знаряддя, зображена на рис. 1.6, а, має, як стверджується в роботі [4], суттєві переваги перед схемою, зображеною на рис. 1.6, б. В першу чергу тому, що передньонавісне знаряддя в першому варіанті приєднання на відміну від другого фактично знаходиться в режимі тяги, а не штовхання. А тіло, яке знаходиться в режимі тяги являє по суті

фізичний маятник, стійкість коливань якого має практично асимптотичний характер [15].

Щоб рух шарнірно приєднаного фронтального знаряддя, зображеного на рис. 1.6, а, був стійким, слід передній навісний механізм трактора позбавити поворотності у горизонтальній площині, а фронтальне знаряддя приєднати до нього шарнірно в точці S.

Результати теоретичних досліджень теорії центроїд повороту переднього навісного механізму трактора показують, що більш-менш реальна стійкість шарнірно-приєднаного фронтального знаряддя можлива лише за умови його відхилення від поздовжньої осі симетрії на кут, який не перевищує 1^0 [6]. Але в реальних умовах експлуатації орного (або іншого) агрегату цього досягти практично немає можливості, оскільки дійсний кут повороту передньонавісного плуга буде значно більшим.

Для підвищення стійкості руху фронтального шарнірно приєднаного знаряддя його робочі органи мають бути розставлені у формі клину [4]. Перехідний процес коливань кута відхилення знаряддя від поздовжньої осі симетрії МТА (φ) повинен описуватися при цьому залежністю виду:

$$\varphi = \varphi_0 \cdot e^{-at}, \quad (1.1)$$

де φ_0 – максимальне значення кута φ , град; a – стала величина, c^{-1} ; t – час, с.

В реальних умовах експлуатації такий закон руху шарнірно приєднаного фронтального знаряддя можливий тільки тоді, коли воно агрегується в режимі тяги (знаходячись при цьому спереду трактора), а не в режимі штовхання. Інакше передньонавісне знаряддя повинно мати обмежувач його поворотності у горизонтальній площині.

Інша група вчених стверджує, що стійкість руху знарядь, які працюють в режимі штовхання, можна забезпечити введенням у конструкцію ПНМ трактора пружних елементів [7].

Останнім часом значна кількість учених досить своєрідно відноситься до поняття «стійкість руху МТА». Більшість із них розглядають його незбурений вид [1]. І це в той час, коли відомо, що збурення діють постійно і малими їх вважати не

можна. Більше того, якщо в математичній моделі функціонування машинно-тракторного агрегату в горизонтальній площині не враховуються стабілізуючі сили чи моменти, то він (агрегат) є абсолютно нестійкою динамічною системою. Навіть при двох незалежних координатах руху (поперечне переміщення центру мас і курсовий кут трактора, наприклад) характеристичне рівняння МТА має два нульових корені. Із теорії автоматичного керування відомо [5], що рух такої динамічної системи є нестійким.

Навіть якщо розглядається лише одна незалежна координата (курсний кут, скажімо), то в характеристичному рівнянні такої динамічної системи принаймні один із коефіцієнтів буде від'ємним. А це, як засвідчує теорія [7], однозначно обумовлює нестійкий характер її незбуреного руху.

Із вищевикладеного випливає, що для такої динамічної системи, як машинно-тракторний агрегат, слід розглядати переміщення під дією збурювальних факторів. І теоретичною оцінкою стійкості при моделюванні його функціонування можуть виступати амплітудні (АЧХ) та фазові (ФЧХ) частотні характеристики.

Запланований нами до дослідження орний МТА є слідкуючою динамічною системою. А для неї при відпрацюванні збурювального впливу бажана АЧХ в ідеалі має дорівнювати 0, а ФЧХ – прямувати до нескінченності [17].

При дослідженні функціонування машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині науковці досить часто застосовують показники їх «практичної» стійкості руху. Так, в роботі [12] пропонується користуватися коефіцієнтом збільшення шляху $K_{уд}$:

$$K_{уд} = (L_{\phi} - L_n)/L_n, \quad (1.2)$$

де L_{ϕ} , L_n – фактична і вихідна довжини шляху переміщення МТА, м.

Досить розповсюдженим є показник оцінки стійкості руху МТА, який враховує частоту впливу тракториста на кермо енергетичного засобу [17]. Але тут виникає питання, як розділити між собою ті впливи механізатора на керовані колеса енергетичного засобу, які є реакцією на дію збурювальних факторів, від тих, що обумовлені проявом вхідного фактора – коливання траєкторії попереднього проходу

агрегату. Адже в останньому випадку інтенсивність впливу на рульове керування трактора буде характеризувати не стійкість, а керованість руху МТА.

Заслужовує на увагу опосередкований умовний кінематичний критерій «практичної» стійкості (Π_{ycm}), запропонований в роботі [9]:

$$\Pi_{ycm} = \frac{n_{\omega} \cdot n_B}{n_s \cdot \sigma_p \cdot T_B}, \quad (1.3)$$

де n_{ω} – середня кількість змін кутової швидкості керма трактора у процесі одного керуючого впливу; n_s – середня кількість керуючих впливів на одиницю шляху МТА; n_B , T_B – загальна кількість і тривалість впливів на кермо трактора; σ_p – середнє квадратичне відхилення керма трактора в процесі його керування.

Суть цього критерію – це шлях, який пройшов би машинно-тракторний агрегат між двома послідовними керуючими впливами однакової величини, яка дорівнює 1 рад·с.

Із усіх запропонованих на даний час критеріїв «практичної» стійкості МТА найбільш інформативним, як нам уявляється, є частотно-дисперсійний [9]. За його суттю той машинно-тракторний агрегат має задовільну стійкість, у якого дисперсія відхилень траєкторії руху від прямої лінії (D) не перевищує 12,5 см², а частота зрізу нормованої спектральної щільності цих відхилень (ω) не перевищує 0,25 м⁻¹. Тобто:

$$\left. \begin{aligned} D &\leq 12,5 \text{ см}^2; \\ \omega &\leq 0,25 \text{ м}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Слід сказати, що умови (1.4) є досить жорсткими, оскільки вони розроблені для просапних МТА. При обґрунтуванні параметрів та режимів роботи агрегатів іншого призначення можна застосовувати наступний методичний підхід. Той варіант МТА слід вважати більш досконалим, у якого дисперсія і частота коливань траєкторії робочого руху є меншими.

Важливо знати, що стійкість руху орного агрегату за схемою «push-pull» у горизонтальній площині може розглядатися і відповідним чином оцінюватися лише за умови стійкості руху заглибленого фронтального плуга у поздовжньо-вертикальній площині.

Велику увагу дослідженню цього питання приділяли В.Т. Надикто [2, 14] і В.М. Кюрчев [13, 14]. Водночас, перший із указаних учених вивчав питання стійкості фронтального плугу у момент його заглиблення при агрегуванні із модульними енергетичними засобами (МЕЗ). Разом із В.М. Кюрчевим він досліджував і стійкість руху заглибленого передньонавісного орного знаряддя при його агрегуванні із орно-просапним трактором серії ХТЗ-160. Але при цьому розглядалась лише одна схема налаштування переднього навісного механізму вказаного трактора, згідно з якою кут нахилу нижніх тяг (β) є більшим за кут нахилу центральної тяги (α). Тобто $\beta > \alpha$. Інший варіант налаштування ПНМ, а саме $\alpha > \beta$, ними не розглядався.

Більше того, у якості вихідного оцінювального критерію ці науковці приймали величину заглиблювального моменту. Але навіть побіжний аналіз показує, що більш інформативним показником є величина реакції (N_k) на опорному колесі фронтального плуга. За умови наявності заглиблювального моменту значина цієї сили може бути надмірною, що вкрай небажано з енергетичної точки зору. Ідеальним станом речей є такий, за якого величина N_k є трохи більшою за нуль. Але досягти цього можна лише правильним налаштуванням переднього навісного механізму трактора. У підсумку після обґрунтування схеми та параметрів орного МТА слід здійснити оцінку їх впливу на тягово-енергетичні та експлуатаційно-технологічні показники роботи.

Насамкінець, для ефективного застосування агрегату за схемою «push-pull» сільгоспвиробниками доцільно розробити науково-обґрунтовані рекомендації щодо правильного його компонування.

1.3. Мета і завдання дослідження.

Метою дослідження є зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко-економічних показників роботи орного МТА з переднім і заднім навісними плугами шляхом обґрунтування його схеми та конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої мети визначено наступні задачі:

- визначити вплив конструктивних параметрів переднього навісного механізму трактора та фронтального плуга на стійкість руху орного знаряддя після заглиблення у ґрунт;

- розробити математичну модель руху орного машинно-тракторного агрегату за схемою «push-pull» у горизонтальній площині і на її основі оцінити схеми приєднання фронтального плуга до трактора та параметрів агрегату на стійкість його руху;

- оцінити вплив схеми і параметрів орного агрегату за схемою «push-pull» на його тягово-енергетичні показники;

- розрахувати техніко-економічну ефективність застосування наукової розробки.

Висновки по розділу.

Із приведеного вище аналізу випливає, що застосування орних агрегатів із передньо- та задньонавісними плугами є актуальним і перспективним. Закордонна і вітчизняна практика випробувань та експлуатації таких МТА дозволила виявити їх переваги.

Наявність потенційних переваг орних МТА за схемою «push-pull» створює передумови для проведення досліджень, метою яких є зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко-економічних показників роботи орного МТА з переднім і заднім навісними плугами шляхом обґрунтування його схеми та конструктивних параметрів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Умови стабільності руху заглибленого фронтального плуга.

Для розв'язання поставленої задачі розглянемо два варіанти приєднання фронтального плуга. Перший із них характеризується тим, що кут нахилу центральної тяги ПНМ енергетичного засобу є меншим за кут нахилу нижніх тяг ($\alpha < \beta$, рис. 2.1). У другому варіанті агрегатування передньонавісного знаряддя – усе навпаки: $\alpha > \beta$.

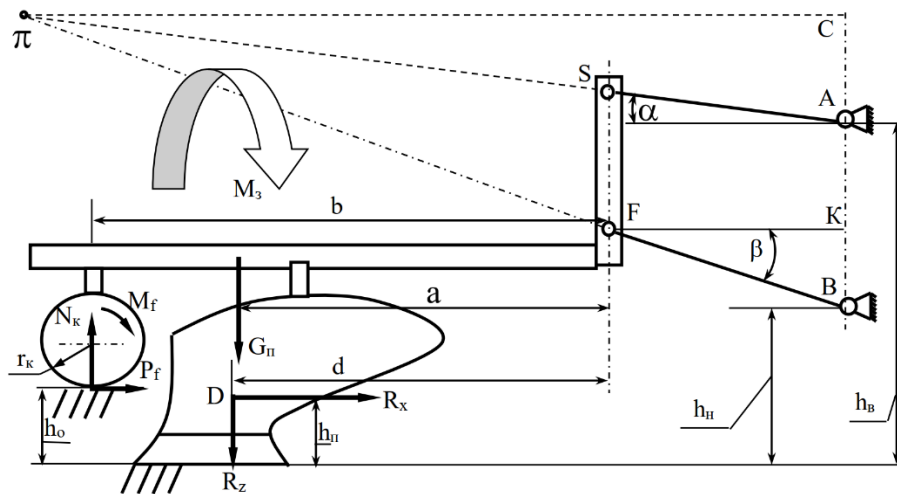


Рисунок 2.1 – Схема сил, які діють на фронтальний плуг при $\alpha < \beta$

Варіант 1: $\alpha < \beta$.

Після заглиблення фронтального плуга під дією моменту M_3 умовою стійкого його руху у поздовжньо-вертикальній площині є рівність нулю суми моментів, які діють відносно миттєвого центру повороту (МЦП) переднього навісного механізму енергетичного засобу (т. π, рис. 2.1). Тобто:

$$\begin{aligned} \Sigma M(\pi) = G_{\Pi} \cdot (\pi C - a - r_H \cdot \cos \beta) + R_z \cdot (\pi C - d - r_H \cdot \cos \beta) - N_K \cdot (\pi C - b - \\ - r_H \cdot \cos \beta) - P_f \cdot (h_B + AC - h_O) - R_x \cdot (h_B + AC - h_{\Pi}) + M_f = 0. \end{aligned} \quad (2.1)$$

В отриманому рівнянні прийнято наступні позначення:

G_{Π} – сила ваги орного знаряддя, Н; r_H – довжина нижніх тяг ПНМ трактора, м;
 N_K – вертикальна реакція на опорному колесі плуга, Н; P_f , M_f – сила (Н) та момент

(Н·м) опору коченню колеса фронтального плуга; h_b – координата кріплення центральної тяги ПНМ трактора, м; h_o – глибина оранки, м; h_n – координата кріплення нижніх тяг ПНМ трактора, м; h_{π} – вертикальна координата (м) «центру опору» фронтального плуга – «еквівалентного корпусу» – т. D, рис. 2.1; πC , $AC = \pi C \cdot td\alpha$ – параметри, природа яких зрозуміла із рис. 2.1.

Як впливає із аналізу рис. 2.1, поздовжня координата МЦП переднього навісного механізму трактора (πC) знаходиться із наступного виразу:

$$\pi C = \frac{h_b - h_n}{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha}. \quad (2.2)$$

Рівняння (2.1) в загальному вигляді описує стан рівноваги фронтального плуга після його заглиблення на задану глибину оранки. Водночас, при цьому слід розуміти, що вказаний стан буде стабільним лише за умови позитивної реакції на опорному колесі орного знаряддя. Тобто тоді, коли $N_k > 0$.

Оцінити вплив усіх складових рівняння (2.1) на значення сили N_k можна із залежності, яка безпосередньо впливає із (2.1):

$$N_k = \frac{G_{\pi} \cdot (\pi C - a - r_n \cdot \cos\beta) + k_o \cdot B_p \cdot h_o \cdot [0,2 \cdot (\pi C - d - r_n \cdot \cos\beta) - h_b - \pi C \cdot td\alpha + h_{\pi}]}{\pi C - b - r_n \cdot \cos\beta + (h_b + \pi C \cdot td\alpha - h_o - r_k) / f_{\pi}}. \quad (2.3)$$

При обґрунтуванні конструктивних параметрів переднього навісного механізму трактора з позиції забезпечення стійкого руху фронтального знаряддя на заданій глибині обробітку ґрунту важливим параметром є висота стояка приєднувального трикутника плуга – SF. Як впливає із рис. 2.1, визначити цю величину можна із наступного виразу:

$$SF = h_b - h_n + r_n \cdot (\cos\beta \cdot \operatorname{tg}\alpha - \sin\beta). \quad (2.4)$$

Розрахунки залежностей (2.3) і (2.4) здійснювали за наступних значень конструктивних параметрів: $G_{\pi}=1\ldots3$ кН; $a=0,55$ м; $r_n=0,82$ м; $k_o=50\ldots80$ кН/м²; $B_p=0,35\ldots1,05$ м; $h_o=0,22\ldots0,30$ м; $d=0,4\ldots0,8$ м; $h_b=1,15\ldots1,40$ м; $h_n=0,4\ldots0,8$ м; $h_{\pi}=h_o/2$; $b=0,5\ldots1,5$ м; $r_k=0,23$ м; $f_{\pi}=0,1$.

У варіанті налаштування ПНМ трактора згідно зі схемою, представленою на рис. 2.1, можливий діапазон зміни кута нахилу центральної тяги є таким:

$$0 \leq \alpha < \beta. \quad (2.5)$$

При подальшому аналізі будемо враховувати, що в ідеалі вертикальна реакція на опорному колесі фронтального плуга повинна бути з одного боку більшою за нуль, а з другого – близькою до нього. Цього буде досить для стійкого руху знаряддя по глибині оранки при мінімальних витратах енергії на перекочування його опорного колеса та незначній деформації ґрунту останнім.

З рахуванням прийнятих діапазонів величин α і β результати розрахунків виразу (2.3) показують, що в цілому зі збільшенням кута нахилу центральної тяги переднього навісного механізму вертикальна реакція на опорному колесі плуга зростає (рис. 2.2).

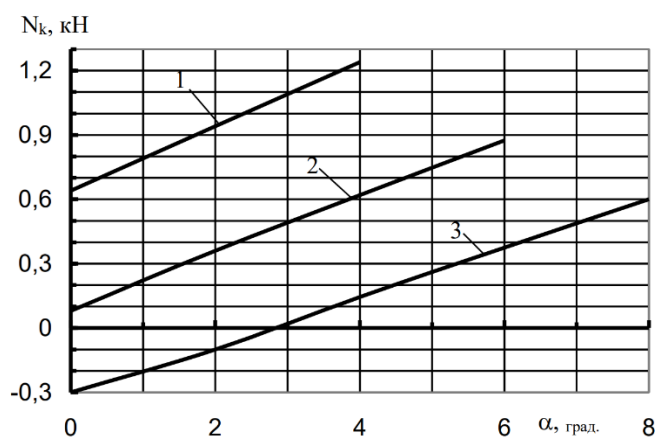


Рисунок 2.2 – Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від кута нахилу центральної тяги (α) при різних значеннях кута нахилу нижніх тяг (β) переднього навісного механізму трактора: 1 – $\beta = 6^\circ$; 2 – $\beta = 8^\circ$; 3 – $\beta = 10^\circ$

Інтенсивність цього процесу практично не залежить від кута нахилу нижніх тяг (β). Водночас, величина даного параметру досить суттєво впливає на значення сили N_k . По-перше, зі зменшенням β вона пропорційно лінійно збільшується. По-друге, коли кут нахилу нижніх тяг ПНМ трактора становить 10° , а кут нахилу центральної тяги знаходиться в межах $0 \dots 3^\circ$, опорне колеса плуга повністю розвантажуються. Про це свідчить від'ємна значення сили N_k (лінія 3, рис. 2.2).

Як бачимо із рис. 2.2, для налаштування переднього навісного механізму трактора згідно з умовою $\alpha < \beta$ вибір кутів нахилу його (ПНМ) центральної і нижніх тяг слід здійснювати з урахуванням наступних вимог:

$$0 \leq \alpha < \beta;$$

$$0 < \beta \leq 8^\circ.$$

Встановлено, що зі збільшенням поздовжньої координати «центру опору» плуга (т. D, рис. 2.1) вертикальна реакція на опорному колесі плуга хоча і не суттєво, але зменшується. Такий результат пояснюється зменшенням плеча дії заглиблювальної сили R_z при збільшенні поздовжньої координати d . З урахуванням незначної кількісної зміни залежності $N_k=f(d)$ параметр d слід приймати якомога меншим, оскільки його збільшення призводить до небажаного зростання габаритів фронтального плуга.

Ще менш суттєвий вплив на значення N_k (в межах 0,60...0,61 кН) створює зміна поздовжньої координати установки опорного колеса b (див. рис. 2.1). В якісному вираженні зростання параметра b обумовлює збільшення даної сили. Тому, з принципової точки зору поздовжня координата установки опорного колеса має бути якомога меншою.

Як зі збільшенням глибини оранки (h_o), так і питомого опору плуга (k_o) вертикальна реакція на опорному колесі фронтального плуга зменшується. Справа в тому, що зі зростанням параметра h_o сила R_x (яка є виглиблювальною) зростає, але зменшується плече її дії, оскільки «центр опору» знаряддя при цьому підіймається вище. Так як зростання значення сили R_x випереджає зменшення плеча її дії, виглиблювальний момент збільшується. В результаті цього зменшується сила N_k .

При збільшенні величини k_o поздовжня складова тягового опору плуга (R_x) теж збільшується. Але оскільки заглиблювальний момент при цьому зростає, то відповідним чином зменшується вертикальна реакція на опорному колесі плуга. Інша справа, що у кількісному вираженні вплив зміни параметрів h_o і k_o є несуттєвим і в практичних розрахунках ним можна знехтувати. Цей результат дуже важливий, оскільки він при виборі глибини оранки того чи іншого ґрунту визначальними залишає агротехнічні вимоги.

Визначено, що для двокорпусного фронтального плуга при $\alpha=0^\circ$ $\beta=8^\circ$; $G_{\Pi}=2\text{кН}$; $a=0,55$ м; $r_{\Pi}=0,82$ м; $k_o=65$ кН/м²; $B_p=0,70$ м; $h_o=0,26$ м; $d=0,6$ м; $b=1,0$ м; $r_k=0,23$ м; $f_{\Pi}=0,1$ маємо: $h_b=1,27$ м; $h_{\Pi}=0,58$ м; $SF=0,58$ м. Вертикальна реакція на

Підставивши вираз (2.9) у (2.6), після перетворень отримаємо:

$$N_k = \frac{G_{\Pi} \cdot (\pi C + a) + k_o \cdot B_p \cdot h_o \cdot [0,2 \cdot (\pi C + d) + h_b - (\pi C - r_H \cdot \cos \beta) \cdot \operatorname{tg} \alpha - h_{\Pi}]}{\pi C + b + [(\pi C - r_H \cdot \cos \beta) \cdot \operatorname{tg} \alpha + h_o + r_k - h_b] / f_{\Pi}}. \quad (2.10)$$

Причому, у виразі (2.10) координата πC розраховується наступним чином:

$$\pi C = \frac{h_b - h_H + r_H \cdot (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha - \sin \beta)}{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta}.$$

Висота приєднувального трикутника SF знаходиться за формулою (2.4).

У порівнянні з попереднім, в даному варіанті налагодження ПНМ збільшення кута нахилу його центральної тяги хоча і з меншою інтенсивністю (див. рис. 2.2), але теж приводить до зростання вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга (рис. 2.4). Якісно аналогічний результат забезпечує і збільшення кута нахилу нижніх тяг навісного механізму енергетичного засобу.

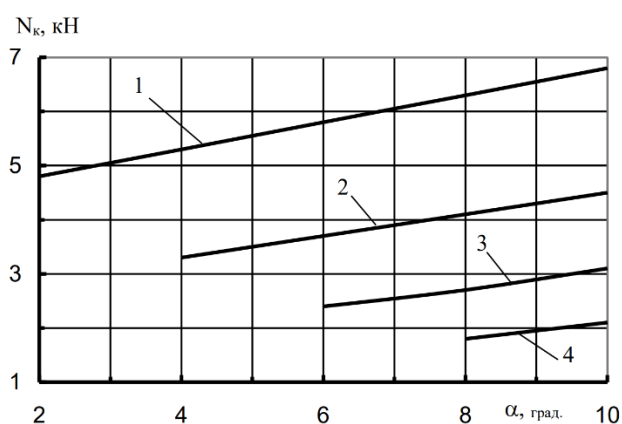


Рисунок 2.4 – Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від кута нахилу центральної тяги (α) при різних значеннях кута нахилу нижніх тяг (β) переднього навісного механізму трактора: 1 – $\beta = 0^\circ$; 2 – $\beta = 2^\circ$; 3 – $\beta = 4^\circ$; 4 – $\beta = 6^\circ$

В кількісному вираженні процес зміни динаміки вертикальної реакції на опорному колесі фронтального орного знаряддя суттєво інший. Наприклад, у варіанті $\alpha < \beta$ максимальна значення сили N_k становить 1,24 кН (див. рис. 2.2). Натомість, для варіанту $\alpha > \beta$ вона зростає до 6,85 кН, тобто є більшою у 5,5 рази. Певна річ, що максимальні значення реакції N_k досягаються при цьому при різних значеннях кутів нахилу центральної та нижніх тяг ПНМ трактора.

Характер впливу інших конструктивно-технологічних параметрів фронтального плуга на величину вертикального довантаження його опорного колеса є наступним. Як випливає із аналізу розрахунків виразу (2.10), зі збільшенням глибини оранки (h_o) і питомого опору орного знаряддя (k_o) сила N_k хоча і несуттєво, але зростає. Такий результат є закономірним, оскільки за даної схеми налагодження ПНМ трактора сила R_x є заглиблювальною (див. рис. 2.3), а її значення залежить від добутку зростаючих величин h^o і k^o .

Алгоритм визначення раціональних значень цих координат приймаємо таким самим, як у попередньому варіанті налагодження ПНМ. А саме, приймаючи, що $h_b = 1,27$ м, координата h_b дорівнює 0,59 м.

Розрахунки показують, що більш впливом є варіант, коли кут нахилу центральної тяги є більшим за кут установки нижніх тяг ПНМ енергетичного засобу (рис. 2.5).

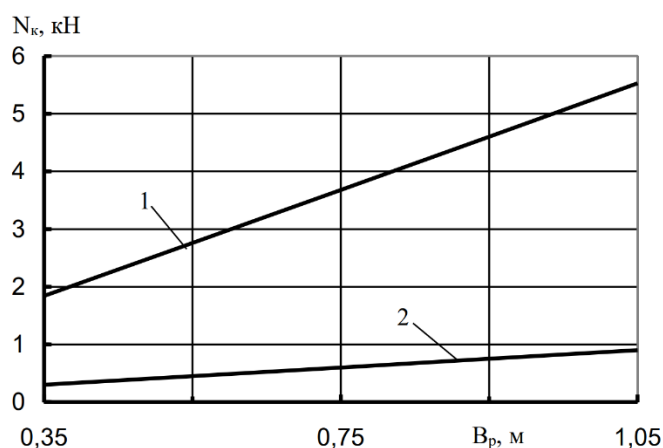


Рисунок 2.5 – Залежність вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга від ширини його захвату при різних настроюваннях переднього навісного механізму трактора: 1 – $\alpha > \beta$; 2 – $\alpha < \beta$

Особливо різниця в навантаженні колеса орного знаряддя відчутна при збільшенні величини B_p . Так, якщо при застосуванні однокорпусного фронтального плуга вона (різниця N_k) становить 1,8 кН, то у варіанті трикорпусного знаряддя ця величина збільшується до 5,5 кН, тобто більше, ніж у три рази.

Отриманий результат слід обов'язково враховувати під час аналізу динаміки руху орного агрегату за схемою «push-pull» у горизонтальній площині проекцій.

2.2. Динаміка руху орного МТА у горизонтальній площині.

Як уже підкреслювалося у першому розділі, робоче переміщення орного агрегату на основі трактора ХТЗ-160 за схемою «push-pull» відбувається правими колесами у борозні. Це певною мірою знімає питання керованості і залишає актуальним лише проблему стійкості руху дослідного МТА. У зв'язку з цим модель його функціонування як динамічної системи будемо розглядати у вигляді реакції (курсowego кута трактора) на вхідний збурювальний вплив. В даному МТА його створює фронтальний плуг.

Слід підкреслити, що навіть у лінійній інтерпретації математична модель орного МТА на основі трактора ХТЗ-160 за схемою «push-pull» є системою досить складних диференціальних рівнянь.

Розглянемо три схеми приєднання фронтального плуга до трактора ХТЗ-160. Перша і друга із них – шарнірні (рис. 2.6), а третя – жорстка. У першому варіанті агрегування знаряддя миттєвий центр повороту ПНМ трактора (т. π , рис. 2.6, а) знаходиться спереду осі передніх коліс останнього, а в другому (рис. 2.6, б) – навпаки.

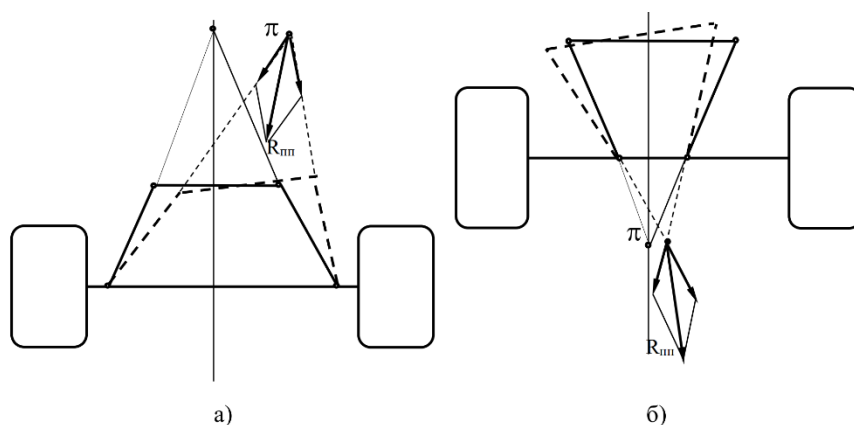


Рисунок 2.6 – Схеми шарнірного приєднання фронтального плуга до трактора

В третьому варіанті т. π є нерухомою, а вплив фронтального знаряддя на трактор здійснюється складовими головного вектора сил ($R_{пп}$).

З урахуванням викладених вище припущень приймаємо, що орний агрегат здійснює у нерухомій площині проєкцій $Y_1O_1X_1$ рівномірний поступальний рух зі швидкістю V_0 (рис. 2.7). З центром мас трактора зв'язана рухома система координат

УОХ. Відносно неї енергетичний засіб разом із навішеними на нього плугами здійснює незалежний рух у вигляді переміщення X_{s_T} і курсового повороту (кут φ).

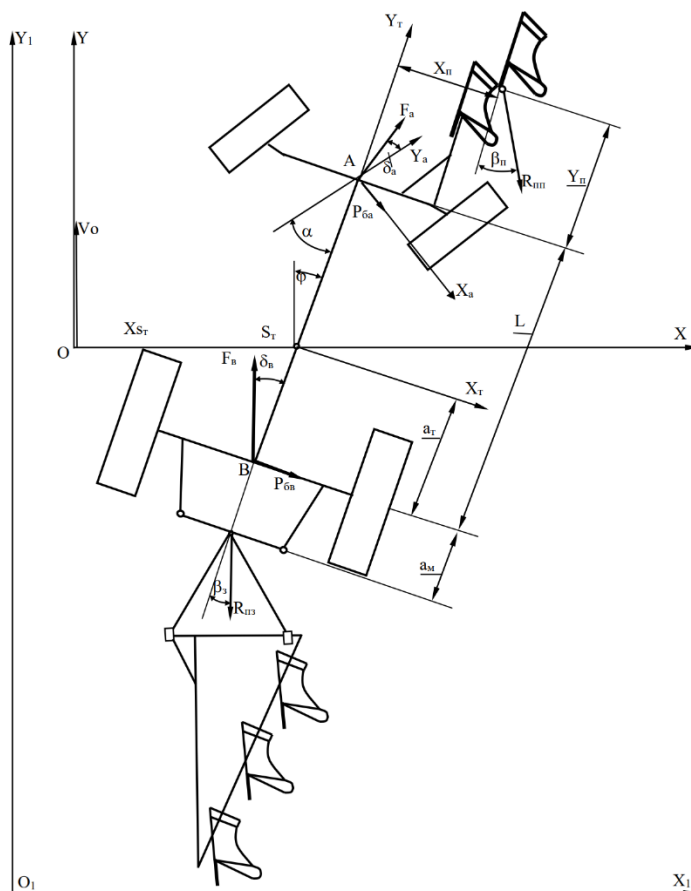


Рисунок 2.7 – Схема сил, які діють на орний агрегат у горизонтальній площині проекцій

Прояв узагальнених координат X_{s_T} і φ обумовлюють відповідно узагальнені сили Q_x і Q_φ . Останні, в свою чергу, формуються наступними зовнішніми силами, які діють на орний агрегат у горизонтальній площині проекцій:

- рушійна сила F_b задніх коліс трактора, яка прикладена в точці B і утворює з поздовжньою віссю його симетрії кут уводу δ_b ;
- рушійна сила F_a передніх коліс енергетичного засобу, яка прикладена в точці A і відхилена від напрямку переміщення передніх рушіїв на кут уводу δ_a ;
- бокові сили P_{ba} і P_{bv} , прикладені відповідно в точках A і B;
- сила опору фронтального плуга $R_{пп}$, відхилена від поздовжньої осі трактора $S_T Y_T$ на кут β_p ;
- сила опору заднього плуга $R_{пз}$, відхилена від осі трактора на кут β_z .

Математичну модель руху орного МТА в горизонтальній площині проєкцій можна скласти на основі рівнянь Лагранжу другого роду [15].

Після визначення відповідних похідних і знаходження кінетичної енергії машинно-тракторного агрегату за методикою, викладеною у [6], вказана модель може бути представлена у наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} M_a \cdot \ddot{X}_{S_T} &= Q_x; \\ J_a \cdot \ddot{\varphi} &= Q_\varphi, \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

де M_a , J_a – маса МТА (кг) і момент інерції в горизонтальній площині ($\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$) відносно осі, яка проходить через центр мас агрегату (т. S_T , рис. 2.7).

Узагальнена сила, яка викликає зміну координати X_{S_T} , є такою:

$$Q_x = R_{\text{пп}} \cdot \cos[90 - (\beta_{\text{п}} - \varphi)] + F_a \cdot \cos[90 - (\alpha - \delta_a + \varphi)] + P_{6a} \cdot \cos(\alpha + \varphi) + P_{6b} \cdot \cos \varphi + \\ + F_b \cdot \cos[90 - (\varphi - \delta_b)] + R_{\text{пз}} \cdot \cos[90 - (\beta_z - \varphi)],$$

де α – кут повороту керованих коліс трактора, град.

Узагальнена сила, яка формує курсовий кут φ МТА, представляє собою суму моментів відносно центру мас трактора:

$$Q_\varphi = R_{\text{пп}} \cdot \cos \beta_{\text{п}} \cdot X_{\text{п}} + R_{\text{пп}} \cdot \sin \beta_{\text{п}} \cdot (L - a_T + Y_{\text{п}}) + P_{6a} \cdot \cos \alpha \cdot (L - a_T) + F_a \cdot \cos[90 - (\alpha - \delta_a)] \cdot x \\ \cdot (L - a_T) - P_{6b} \cdot a_T + F_b \cdot \sin \delta_b \cdot a_T - R_{\text{пз}} \cdot \sin \beta_z \cdot (a_M + a_T).$$

Після відповідних перетворень вираз для її визначення має наступний вид:

$$Q_\varphi = R_{\text{пп}} \cdot [X_{\text{п}} + \beta_{\text{п}} \cdot (L - a_T + Y_{\text{п}})] - R_{\text{пз}} \cdot \beta_z \cdot (a_M + a_T) + F_a \cdot (L - a_T) \cdot \alpha + \\ + \delta_a \cdot (L - a_T) \cdot (k_a - F_a) - \delta_b \cdot a_T \cdot (k_b - F_b), \quad (2.12)$$

де $X_{\text{п}}$, $Y_{\text{п}}$ – поперечна та поздовжня координати «центру опору» плуга, м; L – база трактора, м; a_T , a_M – конструктивні параметри машинно-тракторного агрегату (м), природа яких зрозуміла із рис. 2.7.

Для варіанту приєднання фронтального плуга за схемою, зображеною на рис. 2.6, б, узагальнені сили є такими:

$$Q_x = F_a \cdot \alpha + \delta_a \cdot (k_a - F_a) + \delta_b \cdot (k_b - F_b) + R_{\text{пп}} \cdot \beta_{\text{п}} + R_{\text{пз}} \cdot \beta_z; \\ Q_\varphi = R_{\text{пп}} \cdot [X_{\text{п}} + \beta_{\text{п}} \cdot (L - a_T - Y_{\text{п}})] - R_{\text{пз}} \cdot \beta_z \cdot (a_M + a_T) + F_a \cdot (L - a_T) \cdot \alpha + \\ + \delta_a \cdot (L - a_T) \cdot (k_a - F_a) - \delta_b \cdot a_T \cdot (k_b - F_b)$$

При жорсткому приєднанні фронтального орного знаряддя з його боку діє лише поздовжня сила $R_{\text{пп}}$. Поперечна складова є урівноваженою польовими дошками плуга. У зв'язку з цим:

$$Q_x = F_a \cdot \alpha + \delta_a \cdot (k_a - F_a) + \delta_b \cdot (k_b - F_b) + R_{\text{пз}} \cdot \beta_z;$$

$$Q_\varphi = R_{\text{пп}} \cdot X_{\text{п}} - R_{\text{пз}} \cdot \beta_z \cdot (a_m + a_t) + F_a \cdot (L - a_t) \cdot \alpha + \delta_a \cdot (L - a_t) \cdot (k_a - F_a) - \delta_b \cdot a_t \cdot (k_b - F_b).$$

При шарнірному приєднанні фронтального плуга поперечна координата його «центру опору» може бути визначена із наступного виразу:

$$X_{\text{п}} = [B_{\text{т}} + b_{\text{к}} \cdot (n_{\text{п}} - 1)] / 2 \pm C_{\text{пл}},$$

де $B_{\text{т}}$ – колія трактора, м; $b_{\text{к}}$, $n_{\text{п}}$ – ширина захвату корпусу фронтального плуга (м) і їх кількість; $C_{\text{пл}}$ – поперечне переміщення центру миттєвого повороту (ЦМП) плуга, м (т. п., див. рис. 2.6).

Величина $C_{\text{пл}}$ залежить від кута повороту орного знаряддя відносно поздовжньої осі симетрії трактора. Згідно з даними досліджень [9] під час робочого руху орного агрегату вказаний кут не перевищує 6° .

Тягові опори фронтального і заднього плугів можна знайти із виразів:

$$R_{\text{пп}} = n_{\text{п}} \cdot b_{\text{к}} \cdot k_o \cdot h;$$

$$R_{\text{пз}} = n_{\text{з}} \cdot b_{\text{к}} \cdot k_o \cdot h,$$

де $n_{\text{п}}$, $n_{\text{з}}$ – число корпусів фронтального і заднього плугів відповідно; $b_{\text{к}}$ – ширина корпусу плуга, м; k_o – питомий опір плуга, кН/м^2 ; h – глибина оранки, м.

Для оцінки стійкості руху орного МТА будемо використовувати передаточну функцію $W_{\beta_{\text{п}}}(\rho)$, яка представляє собою відношення кута повороту фронтального плуга ($\beta_{\text{п}}$) до курсового кута трактора φ :

$$W_{\beta_{\text{п}}}(\rho) = \frac{D_{\beta_{\text{п}}}}{D}, \quad (2.13)$$

де $D_{\beta_{\text{п}}}$ – визначник, який описує кут повороту фронтального орного знаряддя у горизонтальній площині ($\beta_{\text{п}}$); D – загальний визначник.

У першому розділі даної роботи уже підкреслювалося, що правильне агрегування фронтального плуга дозволяє добитися вертикального довантаження керованих коліс трактора з усіма впливаючими звідси позитивними наслідками

щодо покращення керованості руху агрегату. При цьому, вказане довантаження прямо пропорційно залежить від кількості корпусів фронтального плуга.

В розглядуваному нами варіанті орного МТА загальна кількість плужних корпусів обмежена шістьма. Із них фронтальних, як показують результати досліджень, може бути не більше половини.

Для нашого агрегату крайній варіант передбачає встановлення трьох корпусів спереду трактора і трьох – ззаду. Водночас, така схема орного МТА, як впливає із вищевикладеного теоретичного аналізу, найгірше відпрацьовує збурення у вигляді кута повороту фронтального знаряддя. Найкраще це здійснює варіант агрегату із одним передньоनावісним плужним корпусом. Але вертикальне довантаження керованих коліс трактора при цьому найменше [6].

У зв'язку з цим для практичного застосування можна прийняти компромісну схему МТА, за якою фронтальний плуг має 2 корпуси, а задньоनावісний – 4 (тобто «2+4»). Цілком ймовірно, що її практичне впровадження забезпечуватиме як прийнятну керованість, так і задовільну стійкість робочого руху орного агрегату за схемою «push-pull».

Тиск в шинах задніх коліс трактора при цьому приймаємо той, який за результатами математичного моделювання забезпечує найкращу стійкість руху орного МТА: $\rho_{\text{шв}} = 130 \text{ кПа}$; $\rho_{\text{ша}} = 175 \text{ кПа}$.

Що стосується швидкості робочого руху, то вимоги у розглядуваних нами орних агрегатів до цього показника є альтернативними. Наукові дослідження і практика рекомендують витримувати його в діапазоні 1,95...2,50 м/с (7...9 км/год.) [18]. Це повністю співпадає з тим, який був прийнятий у нашому дослідженні. Тому для практичного застосування доцільно рекомендувати компромісний швидкісний режим роботи орного МТА на рівні 2,225 м/с, або 8,0 км/год.

Аналізуючи отримані і викладені вище результати, можна дійти до висновку, що в цілому орний агрегат із фронтальним плугом, приєднаним за схемою, зображеною на рис. 2.6, б, є однозначно доцільнішим.

Вплив жорсткого агрегування фронтального плуга на курсовий кут трактора відображає передаточна функція. В розкритому вигляді її можна представити так:

$$W_1 = k = \frac{f_{24} \cdot A_{12}}{A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23} - A_{13} \cdot A_{24}}. \quad (2.14)$$

За своєю фізичною суттю k – це коефіцієнт підсилення динамічною системою (тобто орним МТА) вхідного збурення. Він показує у скільки збільшиться значення курсового кута трактора при ступінчастій зміні будь-якого із параметрів, що входять до коефіцієнтів чисельника і знаменника виразу (2.14).

Із таких параметрів, як і у попередньо розглянутих варіантів орного МТА, змінними (вхідними) приймаємо швидкість робочого руху (V_o), число корпусів фронтального плуга (n_p) і тиск повітря в шинах коліс трактора ($\rho_{шв}$, $\rho_{ша}$).

Розрахунки виразу (2.14) при $n_p=2$, $\rho_{шв}=115$ кПа і $\rho_{ша}=165$ кПа показують, що зміна швидкості руху орного МТА із жорстко приєднаним двокорпусним фронтальним плугом практично не впливає на коефіцієнт k . При збільшенні V_o від 1,5 до 2,5 м/с його значення залишається практично постійною і рівною 0,15.

Натомість, зміна кількості корпусів фронтального плуга суттєво впливає на оцінюваний показник. При збільшенні їх числа з 1 до 3-х коефіцієнт підсилення небажано зростає в 4,5 рази (рис. 2.8). Це відбувається тому, що більша кількість корпусів фронтального орного знаряддя обумовлює більшу силу його тягового опору. В результаті, зростає коефіцієнт f_{24} , а відтак – і значення коефіцієнта підсилення k .

При зростанні тиску повітря в шинах коліс енергетичного засобу маємо протилежну картину. Збільшення параметра $\rho_{шв}$ (а відповідно і $\rho_{ша}$) приводить до бажаного зменшення оцінюваного показника. Так, якщо при $\rho_{шв}=100$ кПа величина коефіцієнта підсилення динамічною системою збурення $k=0,5$, то при $\rho_{шв}=125$ кПа вона зменшується практично до нуля (рис. 2.9).

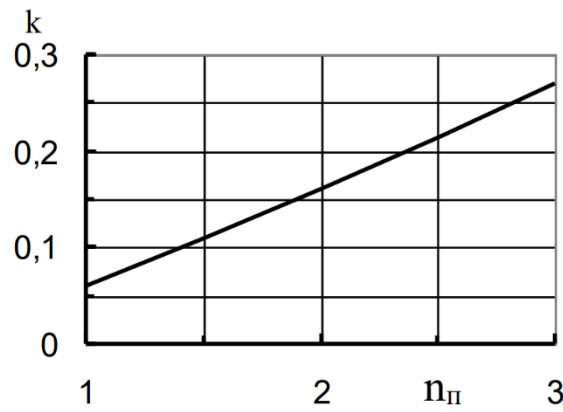


Рисунок 2.8 – Залежність коефіцієнта підсилення динамічної системи від кількості корпусів фронтального плуга

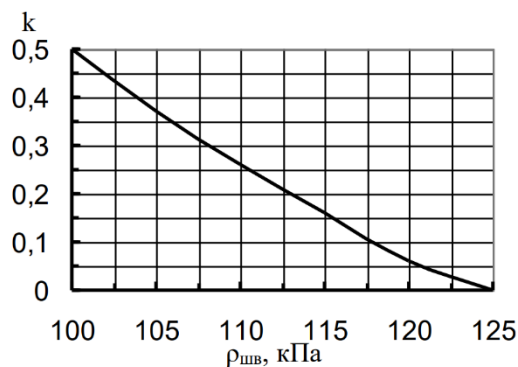


Рисунок 2.9 – Залежність коефіцієнта підсилення динамічної системи від тиску повітря в шинах задніх коліс трактора

Природа такого результату пояснюється тим, що зі збільшенням тиску повітря в шинах коліс трактора зростають їх коефіцієнти опору уводу. Трактор стає «жорсткішим», тобто менш чутливим до тих збурень, які обумовлюють зміну його курсового кута.

В потенціалі для забезпечення абсолютної стійкості руху орного агрегату бажано, аби значення коефіцієнта k дорівнювала нулю. Добитися цього, як випливає із залежності (2.14), можна тоді, коли її чисельник дорівнюватиме нулю.

Однозначно такий результат забезпечує відсутність фронтального плуга, коли $n_{\text{п}}=0$. Але оскільки такий варіант орного МТА нами взагалі не розглядається, то в принципі $f_{24} \neq 0$. Залишається єдиний варіант:

$$A_{12} = (k_a + k_b - F_a - F_b)/V_o = 0,$$

або

$$k_a + k_b - F_a - F_b = 0. \quad (2.15)$$

Теоретично залежність (2.15) може бути реалізована. Практично цього досягти досить складно. А реально це і не потрібно. Адже орний агрегат з жорстко приєднаним двокорпусним плугом за схемою «2+4», з тиском повітря в задніх шинах трактора 125 кПа, а передніх – 170 кПа за швидкості робочого руху до 2,5 м/с матиме коефіцієнт підсилення збурювального впливу на рівні 0,001. Це значно менше, ніж при застосуванні будь-якої із розглянутих нами схем шарнірного агрегування фронтального плуга.

Висновки по розділу.

За результатами теоретичних досліджень наведемо наступні висновки:

1. Для забезпечення мінімального вертикального навантаження на опорне колесо фронтального плуга, приєданого до переднього навісного механізму трактора з кутом нахилу центральної тяги меншим за кут нахилу нижніх (варіант 1), останній має бути більшим за нуль, але не повинен перевищувати 8 градусів.

2. Порівняльний аналіз схем приєднання фронтального плуга показує що у варіанті 2 вертикальне навантаження на його опорне колесо втричі менше, ніж у варіанті 1. Причому ця кількісна перевага залишається незалежною від кількості корпусів передньонавісного орного знаряддя.

3. Кількість корпусів фронтального плуга суттєво впливає на оцінюваний показник – коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного збурювального впливу. При збільшенні їх числа з 1 до 3-х коефіцієнт підсилення небажано зростає в 4,5 рази.

4. Орний агрегат з жорстко приєднаним двокорпусним плугом за схемою «2+4», з тиском повітря в задніх шинах трактора 125 кПа, а передніх – 170 кПа за швидкості робочого руху до 2,5 м/с має коефіцієнт підсилення збурювального впливу на рівні 0,001. Це значно менше, ніж при застосуванні будь-якої із розглянутих схем шарнірного агрегування фронтального плуга.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Методика експериментальних досліджень.

В якості об'єкта досліджень був прийнятий орний агрегат на базі трактора ХТЗ-160 (рис. 3.1). Технологічна частина МТА включала дослідний зразок фронтального плуга під умовною маркою ПЛН-2-35 (рис. 3.2), та задньонавісний тензометричний плуг ПЛН-5-35 (рис. 3.3). Останній в процесі досліджень використовували у варіанті як з чотирма, так і з п'ятьма корпусами.



Рисунок 3.1 – Трактор ХТЗ-160 в агрегаті з фронтальним та задньонавісним тензометричним плугами

Висока економічність здійснюваних технологічних операцій цим енергозасобом забезпечується наявністю у нього двигуна з малими витратами пального.



Рисунок 3.2 – Фронтальний плуг ПЛН -2-35



Рисунок 3.3 – Тензометричний плуг ПЛН-5-35

Високі тягово – зчіпні властивості трактора ХТЗ-160 на енергоємних роботах обумовлені автоматичним блокуванням диференціалів обох ведучих мостів. Жорстка (не шарнірно – зчленована) рама разом з механізмом повороту передніх керованих коліс забезпечують трактору задовільну керованість та високу стійкість руху в міжряддях просапних культур як на одинарних, так і здвоєних передніх і задніх рушіях.

Передній та задній навісний механізми разом з переднім і заднім незалежними валами відбору потужності двигуна відкривають великі потенційні можливості агрегування нового енергетичного засобу у складі комбінованих МТА, налаштованих по схемі «push-pull».

Колісний універсальний трактор ХТЗ-160 інтегральної компоновки (рис. 3.4).

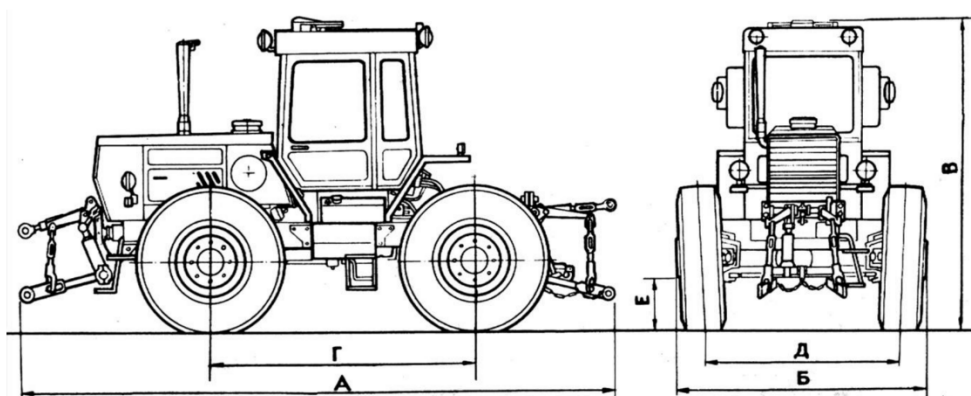


Рисунок 3.4 – Розмірні характеристики трактора ХТЗ-160

Під час проведення експериментів передбачалось:

- визначення необхідних для розрахунків на математичній моделі масово – геометричних характеристик орного агрегату;
- з'ясування трудоемкості агрегування фронтального плуга з трактором;
- отримання експериментальних даних, необхідних для перевірки математичної моделі орного МТА за схемою «push-pull» на адекватність;
- визначення ступеню впливу схеми і режиму роботи орного агрегату на його тягово – енергетичні показники та динаміку руху у горизонтальній площині;
- проведення порівняльної оцінки експлуатаційно-технологічних показників орних МТА на базі трактора ХТЗ-160.

Отримані в процесі досліджень дані розраховували згідно з методикою [11] за допомогою пакету прикладних програм.

3.2. Вплив схеми і режиму роботи орного агрегату на його тягово – енергетичні та агротехнічні показники.

Дослідження даного орного агрегату проводили на агрофоні (дискована стерня соняшнику), середня вологість ґрунту якого в шарі 0...30 см становила 13,8%. Щільність його знаходилась в межах 1,26...1,29 г/см³. Забур'яненість дослідного поля не перевищувала 95 г/м².

Фронтальний та задньонавісний плуги орного МТА були налаштовані на глибину обробітку ґрунту 25 см. Агрегат рухався на заліковій ділянці зі швидкістю 1,98 м/с (7,13 км/год.)

Коливання нерівностей профілю поля мали високочастотний характер. Однозначно на таке вказує довжина кореляційного зв'язку ординат цього процесу, яка була менше 0,3 м. Нормована кореляційна функція коливань профілю поля включала певну періодичну складову з періодом приблизно 0,75 м (рис. 3.5).

Дисперсія коливань була теж малою (1,21 см²) і зосереджена в діапазоні частот 0...12 м⁻¹. За швидкості руху орного агрегату 1,98 м/с це становить 0...24с⁻¹ або 0...4 Гц (рис. 3.6).

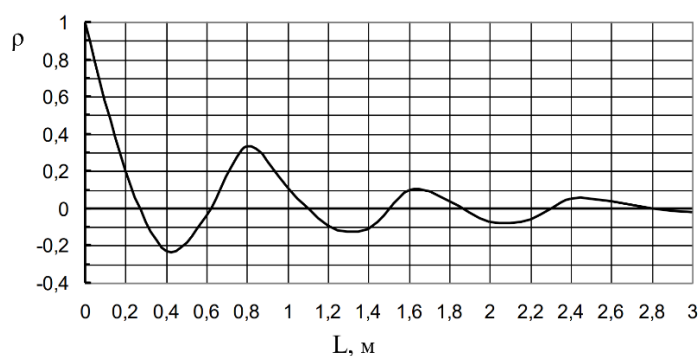


Рисунок 3.5 – Нормована кореляційна функція коливань профілю поля

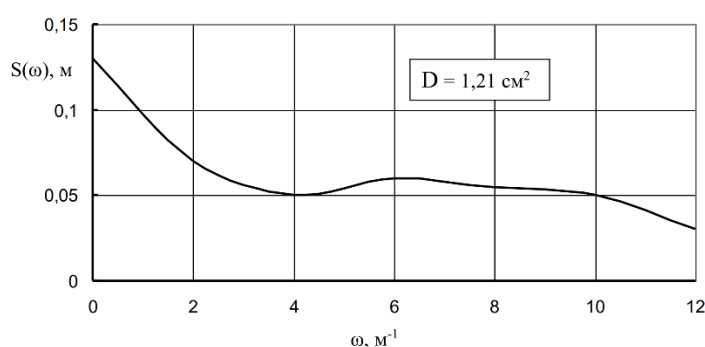


Рисунок 3.6 – Нормована спектральна щільність коливань профілю поля

Із приведено вище кореляційно-спектрального аналізу можна зробити висновок, що відносно висока частота та мала дисперсія коливань нерівностей поздовжньо-вертикального профілю поля не можуть бути генераторами більш-менш суттєвих коливань тягового опору агрегованих з орно-просапним трактором фронтального та задньонавісного плугів. Основний тренд цього параметра (тобто тягового опору) має формувати внутрішня структура ґрунтового середовища, з яким контактують робочі поверхні орних знарядь.

Плуги машинно-тракторних агрегатів за схемами («0+5») та («2+4») були налагоджені на одну і ту ж глибину оранки – 25 см.

Орний агрегат у складі орно-просапного трактора ХТЗ-160 та задньонавісного п'ятикорпусного плуга ПЛН-5-35 (рис. 3.7) був налагоджений у відповідності з рекомендаціями, викладеними у роботі [13].

Тяговий опір фронтально навісного плуга окремо не реєстрували. Проте приймали, що середнє квадратичне відхилення цього параметру практично таке же, як і у задньонавісного знаряддя. На основі цього за однакової швидкості руху (що

цілком зрозуміло) та приблизно однакової глибини оранки фронтальним і задньонавісним плугами нуль-гіпотезу про рівність стандартів їх тягових опорів на статистичному рівні значущості 0,05 не відхиляли.



Рисунок 3.7 – Трактор ХТЗ-160 з плугом ПЛН-5-35 (схема «0+5»)

Для задньонавісного п'ятикорпусного плуга тяговий опір змінювався в межах 26,6...28,4 кН. Середнє квадратичне відхилення цього параметру становило $\pm 4,0...4,8$ кН. В результаті коефіцієнт варіації тягового опору (V) змінювався в межах 14,0...18,0%, що говорить про середню варіабельність даного процесу [9].

У порівнянні з ПЛН-5-35 тяговий опір задньонавісного плуга ПЛН-4-35 за приблизно одного і того ж середнього квадратичного відхилення був меншим і варіював в діапазоні 21,0...23,1 кН.

Якщо тяговий опір двохкорпусного фронтального знаряддя прийняти приблизно вдвічі меншим, ніж чотирьохкорпусного задньонавісного (тобто 10,5...11,6 кН), то сумарний опір обох плугів (ПЛН-2-35 + ПЛН-4-35) становив 31,5...34,7 кН. З урахуванням цього, можна сказати, що при середньому квадратичному відхиленні ± 5 кН варіабельність тягового опору всього орного МТА за схемою («2+4») була середньою, оскільки коефіцієнт варіації цього процесу знаходився в межах 14...16%.

Як впливає із нормованих кореляційних функцій тягового опору плугів, час кореляційного зв'язку знаходився в межах 0,24...0,26 с (рис. 3.8).

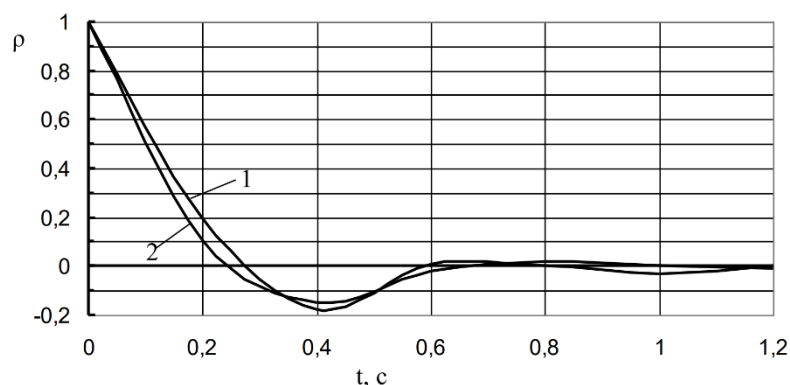


Рисунок 3.8 – Нормовані кореляційні функції коливань тягового опору плугів орних МТА за схемою («0+5», крива 1) та («2+4», крива 2)

Із аналізу практики використання орних агрегатів випливає, що така тривалість (у часі) кореляційного зв'язку характеризує процес як відносно високочастотний [2].

Реальним доказом цього є спектр дисперсій коливань тягового опору плугів. У дослідних машинно-тракторних агрегатів він був зосереджений у діапазоні частот: $0...25 \text{ с}^{-1}$ або $0...4 \text{ Гц}$ (рис. 3.9).

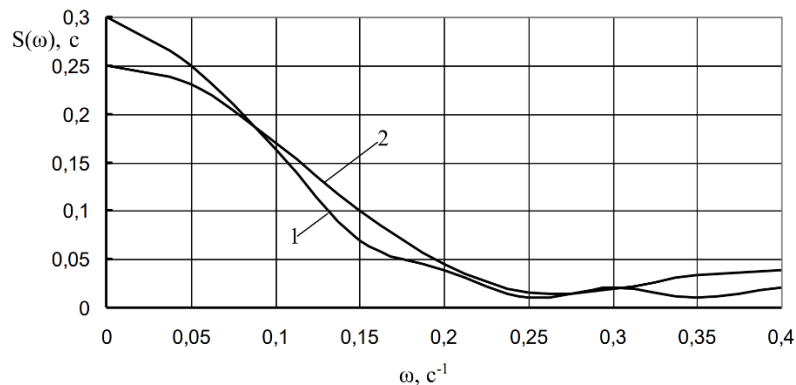


Рисунок 3.9 – Нормовані спектральні щільності коливань тягового опору задньонавсінних плугів МТА за схемою («0+5», крива 1) та («2+4», крива 2)

В дослідженнях авторів [2, 13] верхня межа цього частотного діапазону не перевищувала $1,7 \text{ Гц}$. Імовірно тому, що щільність ґрунту агрофону в тих польових умовах була дещо меншою: $1,21...1,23 \text{ г/см}^3$. В нашому випадку саме із-за більшої значини цього показника ($1,26...1,29 \text{ г/см}^3$) діапазон частоти коливань тягового опору орних знарядь виявився більш ширшим: $0...4 \text{ Гц}$ (див. рис. 3.9).

За результатами досліджень дійсна ширина захвату у машинно-тракторного орного агрегату за схемою «push-pull» («2+4», рис. 3.10) була на 20,9% більшою за ширину захвату агрегату такого ж призначення, який складався із орно-просапного трактора ХТЗ-160 та задньонавісного плуга ПЛН-5- 35 (див. рис. 3.7).



Рисунок 3.10 – Трактор ХТЗ-160 в агрегаті із чотирьохкорпусним задньонавісним та двохкорпусним фронтальним плугами (схема «2+4»)

Що стосується робочої швидкості, та у МТА за схемою («0+5») за рахунок меншої ширини захвату (а отже і меншого тягового опору агрегатованого п'ятикорпусного плуга) вона була більшою лише на 1,5% (табл. 3.1). В результаті продуктивність за годину основного часу агрегатом за схемою «штовхай-тягни» (тобто «2+4») виявилась на 19,5% вищою, ніж у машинно-тракторного агрегату із задньонавісним 5-корпусним плугом.

Таблиця 3.1 – Результати експериментальних досліджень орних МТА на базі орно-просапного трактора ХТЗ-160

Склад МТА	$V_p^{1)}$, м/с	$B_p^{2)}$, м	$W^{3)}$, га/год	$h^{4)}$, см	$\delta^{5)}$, %	$P_{кр}^{6)}$, кН	$G^{7)}$, кг/год	$G_{п}^{8)}$, кг/га
ХТЗ-160 + ПЛН-5-35 («0 + 5»)	2,01	1,77	1,28	24,9 $\pm 0,3$	13,8	27,4	21,2	16,5
ХТЗ-160+ ПЛН-2-35+ ПЛН-4-35 («2 + 4»)	1,98	2,14	1,53	25,1 $\pm 0,1$	14,4	33,1 ^{*)}	22,3	14,6

1) – робоча швидкість руху; 2) – робоча ширина захвату; 3) – продуктивність за 1 год. основного часу; 4) – глибина оранки; 5) – буксування рушіїв трактора; 6) – тяговий опір плуга; 7) – погодинні витрати палива; 8) – погектарні витрати палива.

^{*)} – розрахункова величина.

Оскільки тяговий опір двох плугів орного агрегату за схемою («2+4») більший, ніж у МТА за схемою («0+5»), то він, природно, мав і більше буксування рушіїв (див. табл. 3.1). У абсолютному вимірі – на 0,6%, а у відносному – на 4,3%.

Водночас, за рахунок більшої продуктивності праці питомі витрати палива орним агрегатом за схемою «push-pull» на 11,5% менші. Ця економія, на нашу думку, має місце завдяки більш ефективному використанню тягових властивостей переднього мосту трактора. Їх зростання відбувається за рахунок використання фронтального орного знаряддя, правильне агрегування якого обумовлює довантаження передніх рушіїв енергетичного засобу.

Одним із основних агротехнічних показників роботи орного МТА є рівномірність глибини обробітку ґрунту. Згідно з експериментальними даними середнє квадратичне відхилення глибини оранки кожним порівнюваним агрегатом не перевищувало агротехнічних вимог (± 2 см) і окремо становило: для МТА за схемою («0 + 5») – $\pm 1,98$ см, а для агрегату за схемою («2+4») – $\pm 1,52$ см.

З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що агрегат за схемою «push-pull» здійснює технологічний процес оранки з більш високою стабільністю по глибині обробітку ґрунту. Однією із причин такого результату може бути та обставина, що передній міст трактора ХТЗ-160 за наявності фронтального знаряддя здійснює менші вертикальні коливання під час руху у борозні. В цілому саме це позитивно відбувається на плавності переміщення як фронтального, так і задньонавісного плугів.

Дійсну глибину обробітку ґрунту орними порівнюваними машинно-тракторними агрегатами можна вважати практично однаковою (див. табл. 3.1), оскільки нуль-гіпотеза про рівність середніх значень цього параметру на статистичних рівнях значущості 0,05 і 0,01 не відхиляється.

Нормовані кореляційні функції та спектральні щільності (рис. 3.11) коливань глибини оранки порівнюваними машинно-тракторними агрегатами між собою відрізняються мало. Для обох варіантів МТА довжина кореляційного зв'язку становить щонайменше 21 м.

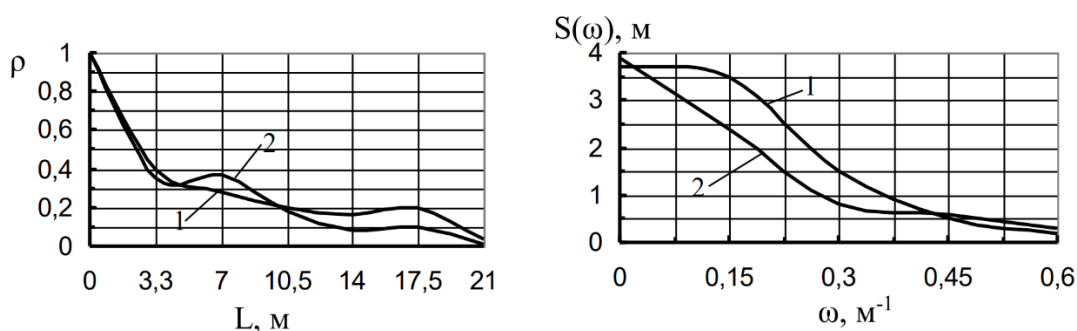


Рисунок 3.11 – Нормовані кореляційні функції (ρ) і спектральні щільності [$S(\omega)$] коливань глибини оранки агрегатами за схемами («0+5», криві 1) та («2+4», криві 2)

Реальні кореляційні функції коливань тягового опору плугів агрегатів за схемою («0+5») і («2+4») такої складової не мають. Пояснити таке можна тим, що агрофон після дискування стерні соняшнику був відповідним чином вирівняний. Як доказ, дисперсія коливань нерівностей поля була досить малою – всього $1,24 \text{ см}^2$.

Слід підкреслити, що основна доля дисперсії коливань глибини оранки у порівнюваних МТА, не дивлячись на їх різницю між кількісними характеристиками, зосереджена у одному і тому ж досить вузькому частотному діапазоні: $0 \dots 0,45 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху орного МТА на рівні 2 м/с це становить $0 \dots 0,90 \text{ с}^{-1}$ або лише $0 \dots 0,14 \text{ Гц}$.

3.3. Вплив технологічного режиму роботи та схеми орного агрегату на стійкість його руху у горизонтальній площині.

Не дивлячись на те, що трактор ХТЗ-160 під час роботи з плугами рухається колесами правого борту у борозні, питання стійкості орного МТА на основі цього енергетичного засобу є, певною мірою, актуальним. В першу чергу характер стійкості руху відбивається на траєкторії останньої борозни, яка використовується як напрямна для подальшого проходу орного агрегату.

Дослідженнями встановлено, що МТА схемою («2+4») має задовільні траєкторні показники. Підставою для такого висновку є характер коливання траєкторії борозни, прокладеної цим МТА. Реально вони є досить

низькочастотними (рис. 3.12). Основний спектр дисперсій, величина якої складає $69,16 \text{ см}^2$, зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 0,50 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху агрегату 2 м/с – це $0 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$ або лише $0 \dots 0,16 \text{ Гц}$. Довжина кореляційного зв'язку коливань траєкторії борозни орного МТА становить при цьому не менше 11 м .

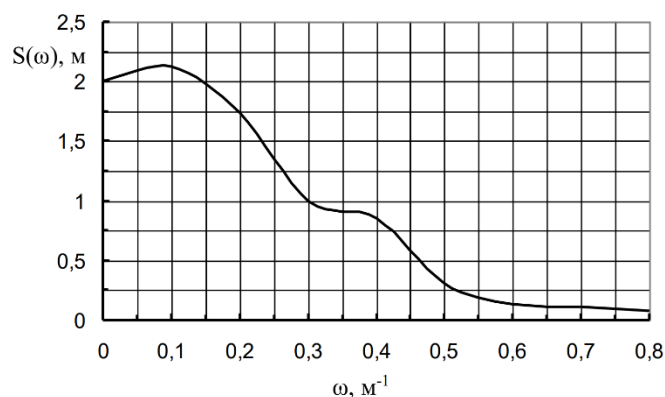


Рисунок 3.12 – Нормована спектральна щільність коливань траєкторії борозни, прокладеної агрегатом за схемою «push-pull» («2+4»)

Такий результат є задовільним, оскільки частота зрізу спектральної щільності коливань траєкторії борозни ($\omega=0,50 \text{ м}^{-1}$) лише вдвічі більша за ту частоту, яка репрезентує прийнятну непрямолінійність просапних культур [9].

Так як трактор ХТЗ-160 з агрегатованими плугами рухається рушіями правого борту в борозні, то статистичні характеристики кута повороту його керованих коліс (параметр α) не мають суттєвих відмінностей від аналогічних характеристик, які репрезентують коливання траєкторії борозни.

Інша справа стосовно курсового кута трактора (параметр φ). За рахунок наявності кутів воду шин коліс енергетичного засобу енергія (тобто дисперсія) і внутрішня структура коливань його курсового кута дещо інші. У числовому вираженні дисперсія коливань параметра φ становила $2,96 \text{ град.}^2$, а параметра α – $2,10 \text{ град.}^2$. При діленні більшої дисперсії на меншу отримуємо дійсну значину F-критерію Фішера: $2,96/2,10 = 1,41$.

До статистичного обробітку приймали по 250 ординат параметрів α і φ . Для таких масивів вихідних даних таблична значення F-критерію Фішера на статистичному рівні значущості $0,05$ дорівнює $1,39$ [9].

Оскільки дійсна значина F-критерію Фішера (1,41) більша за табличну (1,39), то нуль-гіпотеза про рівність оцінюваних дисперсій не відхиляється. З ймовірністю 95% можна стверджувати, що дисперсія коливань курсового кута трактора не випадково більша за аналогічний показник для кута повороту його керованих коліс.

Можливо із-за цього спектр коливань параметра φ у порівнянні з кутом α ширший. Так, якщо частота зрізу для спектральної щільності коливань кута повороту керованих коліс трактора становить $0,3 \text{ с}^{-1}$, то для курсового кута вона дорівнює приблизно $0,42 \text{ с}^{-1}$ (рис. 3.13).

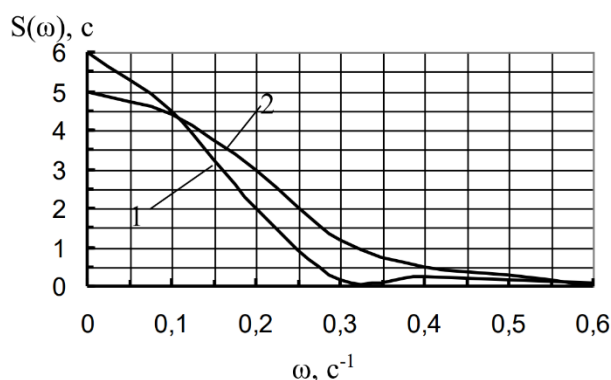


Рисунок 3.13 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту керованих коліс трактора ХТЗ-160 (1) та його курсового кута (2)

Не дивлячись на різницю в характері коливань параметрів α і φ , між ними існує тісний кореляційний зв'язок. Однозначно репрезентує його нормована взаємна кореляційна функція. Аналіз її протікання показує (рис. 3.14), що між вхідним впливом – кутом повороту керованих коліс трактора, і вихідним параметром – курсовим кутом енергетичного засобу існує позитивний кореляційний зв'язок. Максимальне значення взаємної кореляційної функції є досить високою і сягає позначки 0,88.

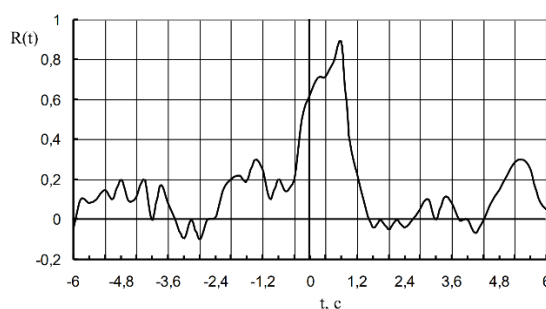


Рисунок 3.14 – Взаємна кореляційна функція коливань курсового кута трактора ХТЗ-160 по куту повороту його керованих коліс

Зміщення максимального значення взаємної кореляційної функції вправо вказує на те, що курсовий кут трактора є функцією повороту його керованих коліс, а не навпаки. Якби вказаний максимум знаходився в другому квадранті, то величину α слід було б розглядати як реакцію механізатора-водія на таке збурення, як небажаний поворот корпуса енергетичного засобу в ту чи іншу сторону.

Зсув максимального значення взаємної кореляційної функції вправо від вертикальної осі на 0,8 с вказує, що саме на такий час відбувається запізнення зміни курсового кута трактора на керуючий вплив – кут повороту його керованих коліс.

У першому розділі дисертаційної роботи ми підкреслювали, що закордонні варіанти орного МТА за схемою «push-pull» передбачають рух опорного колеса фронтального знаряддя у борозні. Цим самим начебто забезпечується задовільна керованість і стійкість руху такого агрегату.

У запропонованому нами варіанті орного машинно-тракторного агрегату опорне колесо фронтального плуга переміщається поза борозною. На полі воно рухається по необробленій його частині. А виходячи з аналізу вище приведеної взаємної кореляційної функції, можна сказати, що до погіршення керованості руху дослідного МТА таке рішення не призводить.

Висновки по розділу.

В результаті проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. За результатами досліджень дійсна ширина захвату у МТА за схемою «push-pull» («2+4») була на 20,9% більшою, а швидкість робочого руху - на 1,5% меншою за аналогічні показники агрегату, який складався із орно-просапного трактора ХТЗ-160 та задньонавісного плуга ПЛН-5-35. В результаті продуктивність за годину основного часу агрегатом за схемою «штовхай-тягни» (тобто «2+4») виявилась на 19,5% вищою, ніж у машинно-тракторного агрегату із задньонавісним 5- корпусним плугом.

2. Якщо у МТА за схемою («0+5») середнє квадратичне відхилення глибини оранки становило $\pm 1,98$ см, то у нового агрегату за схемою («2+4») воно

дорівнювало $\pm 1,52$ см. Оскільки ця різниця є статистично закономірною, то з довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що агрегат за схемою «push-pull» здійснює технологічний процес оранки з більш високою стабільністю по глибині обробітку ґрунту.

3. Між вхідним впливом – кутом повороту керованих коліс трактора, і вихідним параметром – курсовим кутом енергетичного засобу існує позитивний кореляційний зв'язок. Максимальне значення взаємної кореляційної функції є досить високою і сягає позначки 0,88.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Організація охорони праці в господарстві.

Одним із основних нормативно-правових актів, що безпосередньо регулюють організацію техніки безпеки та охорону праці в аграрних господарствах, є Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві. Відповідно до цих Правил систему організації охорони праці аграріїв слід розділити на декілька складових:

- вимоги безпеки до виробничого обладнання та організації робочих місць;
- безпека праці під час експлуатації сільськогосподарської техніки;
- поводження з мінеральними добривами та пестицидами, їх зберігання та використання;

- вимоги безпеки під час обробітку ґрунту, сівби й догляду за посівами під час збирання та зберігання продукції рослинництва;

- пожежна безпека та робота з електроприладами [8].

Документи з охорони праці, які мають бути в малому сільськогосподарському підприємстві чи фермерському господарстві:

- накази, положення, переліки та інші акти з охорони праці, що діють у межах господарства та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, робочих місцях відповідно до нормативно-правових актів з охорони праці;

- посадові інструкції, інструкції з охорони праці за професіями та видами робіт, правила внутрішнього трудового розпорядку;

- порядок і графік проведення навчань та перевірки знань з питань охорони праці працівників та спеціалістів.

Відповідно до чинних нормативно-правових актів для організації охорони праці повинна бути створена служба охорони праці чи хоча б призначена відповідальна особа. Але якщо чисельність працюючих у фермерських господарствах мала – їх слід перевести на самоорганізацію техніки безпеки та

охорони праці. У процесі самоорганізації охорони праці всі обов'язки, пов'язані з технікою безпеки, навчанням, підвищенням кваліфікації та отриманням дозволів з охорони праці, покладено на самого господаря.

Впровадження заходів з охорони праці та техніки безпеки матиме значний позитивний вплив на профілактику виробничого травматизму і допоможе зберегти життя й здоров'я працівників під час трудової діяльності.

4.2. Моделювання виробничих небезпек при роботі з орним агрегатом.

При дослідженні закономірностей перебігу подій-небезпек від події-причини до події-наслідку на різних виробничих процесах експлуатації МТА встановлено, що у кожному випадку подія небезпечна ситуація утворюється внаслідок перетину певної кількості сумісних подій. При цьому у кожному окремому потоці завжди існують такі події, як причина, небезпечна ситуація, критична ситуація та наслідок, а між ними може знаходитись певна кількість проміжних подій. Важливе значення для оцінки значущості можливих наслідків у кожному потоці має визначення ймовірності кожної з подій, що входять до його складу. Особливо це стосується визначення ймовірності первинної (базової) події-причини, з якої розпочинається зазначений потік перебігу подій. Враховуючи досвід інших авторів і власних досліджень, ймовірність базової події визначаємо за даними експертної оцінки певної кількості ідентичних мобільних енергетичних засобів, робочим місць, окремих механізмів, знарядь тощо. При цьому у такої сукупності зазначених об'єктів визначається початкова кількість існуючих небезпек і за відношенням її до загальної кількості досліджуваних об'єктів, визначаємо ймовірність відповідної базової події. В подальшому визначення ймовірностей виникнення інших подій здійснюємо за законами їх перетину чи об'єднання, або за методом логіко-імітаційного моделювання можливості виникнення події-наслідку. Отримані таким чином статистичні дані відповідно обробляються і визначається математичне сподівання можливості виникнення події, що характеризує стан небезпечності від одного або від певної кількості небезпечних факторів досліджуваного об'єкта [8].

Логічна модель виникнення виробничих небезпек при роботі з орним агрегатом має вигляд рис. 4.1.

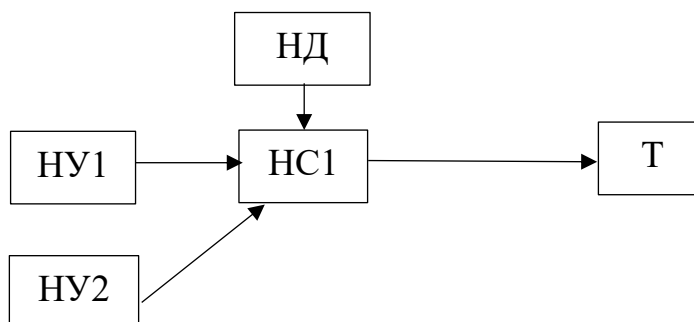


Рисунок 4.1 – Модель виникнення виробничих небезпек при роботі з орним агрегатом

НУ1 – причіпний агрегат не достатньо закріплений.

НУ2 – можлива технічна несправність механізму зчіпки.

НД – можливе знаходження працюючого під агрегатом.

НС – можливе випадкове від'єднання причіпного агрегату.

Т – травма.

При наведеній логічній схемі виникнення аварійних і травмонебезпечних ситуацій, можна уникнути виробничих травм при роботі з орним агрегатами.

Висновки по розділу.

Таким чином, в даному розділі наведено організацію охорони праці в аграрних господарствах та відповідні правила, що необхідно дотримуватися в кожному господарстві. Також здійснено моделювання виникнення виробничих небезпек, яких можна уникнути на виробництві та запобігти травматизму.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОРНОГО МТА

Одним із основних показників ефективності використання с.-г. техніки є сукупні витрати (Π) на одиницю виконаної роботи. Вони складаються із суми прямих експлуатаційних витрат (E) та помножених на ставку пільгового кредиту НБУ ($C_k = 20\%$) питомих інвестиційних вкладень (K_n):

$$\Pi = E + C_k \cdot K_n / 100. \quad (5.1)$$

Згідно ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» прямі експлуатаційні витрати розраховують із виразу [5]:

$$E = Z + A + P + \Gamma + M + \Phi,$$

де Z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га; A – витрати на амортизацію, грн/га; P – витрати на ремонти і технічне обслуговування, грн/га; Γ – витрати на паливно-мастильні матеріали (ПММ), грн/га; M – витрати на допоміжні матеріали, грн/га; Φ – витрати на монтування, зберігання та страхування техніки, грн/га.

Заробітну плату кожного члена обслуговуючого персоналу агрегату визначають за формулою:

$$Z = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot r_i \cdot k_d \cdot k_i}{W_{зм}}, \quad (5.2)$$

де L_i – кількість i -ої категорії виробничого персоналу, зайнятого для виконання основного технологічного процесу, технічного обслуговування та ремонтування машини, люд; r_i – погодинна тарифна ставка оплати праці на i -му виді робіт, грн/люд·год; k_d – коефіцієнт, що враховує доплати до годинної ставки за продукцію, класність, стаж роботи тощо; k_i – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (пенсійний фонд, соціальне страхування, фонд сприяння зайнятості); $W_{зм}$ – продуктивність машини за годину змінного часу, од. наробітку/год.

Затрати на амортизацію машини визначають із виразу:

$$A = \frac{B \cdot a}{W_{зм} \cdot T_z},$$

де B – балансова вартість машини, грн; a – коефіцієнт відрахувань на амортизацію машини; T_3 – зональне річне навантаження машини, год.

Балансову вартість машини розраховували наступним чином:

$$B = C_M \cdot k_6,$$

де C_M – ціна машини, грн; k_6 – коефіцієнт перерахунку ціни машини у балансову вартість. $k_6 = 1,1$ – для машин та устаткування, що не потребують монтажних робіт чи додаткового складання безпосередньо на місці експлуатації; $k_6 = 1,2$ – якщо потребують вище перелічені роботи.

Коефіцієнт відрахувань на амортизацію машини найчастіше визначають за допомогою прямолінійного методу нарахування амортизації, тобто:

$$a = 1/n,$$

де n – термін служби машини в роках.

Затрати на капітальне, поточне ремонтування та технічне обслуговування визначали за формулою:

$$P = \frac{B \cdot (r_T + r_K)}{W_{ек} \cdot T_n},$$

де r_T – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт та ТО; r_K – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт; T_n – нормативне річне завантаження машини, год.; $W_{ек}$ – продуктивність нової машини за 1 год. експлуатаційного часу, од. наробітку/год.

Затрати коштів на ПММ розраховували із виразу:

$$\Gamma = q \cdot k_n \cdot C_n,$$

де q – питомі витрати палива, кг/од. наробітку; C_n – ціна одного кілограма палива, грн/кг; k_n – коефіцієнт, що враховує вартість мастильних матеріалів.

Затрати на допоміжні технологічні матеріали знаходять за формулою:

$$\Phi = \sum h_i \cdot C_{Ti},$$

де h_i – питомі витрати i -го виду технологічного матеріалу, кг (м, шт.) / од. наробітку; C_{Ti} – ціна одиниці i -го технологічного матеріалу, грн/кг (м, шт.).

Затрати на зберігання, страхування та монтування машин (M) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$M = \frac{\sum_{i=1}^n Z_{ni} \cdot r_i \cdot k_i + Ц_{д} + S_{ЗСМ}}{W_{ек} \cdot T_3},$$

де Z_{ni} – затрати праці i -ої категорії працівників на доскладання та монтування устаткування, люд-год; $Ц_{д}$ – вартість матеріалів, які використані на доскладанні та монтуванні машини, грн; $S_{ЗСМ}$ – річні витрати на зберігання та страхування машини, грн.

Питомі інвестиційні вкладення визначають наступним чином:

$$K_{п} = \frac{B + K_{БУД}}{W_{ек} \cdot T_3},$$

де $K_{БУД}$ – балансова вартість складальної частини, необхідної для експлуатації машини (вводиться в формулу за наявності різниці в обсягах складальної частини нової та базової машини), грн.

Другим важливим показником ефективності того чи іншого агрегату є питомі витрати праці ($З_{т}$). Для їх визначення використовують формулу:

$$З_{т} = \frac{\sum_{i=1}^n Л_i}{W_{ек}},$$

Річний економічний ефект ($E_{рк}$) від експлуатації нового машинно-тракторного агрегату визначають за формулою:

$$E_{рк} = (П_{бк} - П_{нк}) + E_{як},$$

де $П_{бк}$, $П_{нк}$ – сукупні витрати на виконання річного обсягу робіт в господарстві відповідно базовим та новим МТА, грн/ од. наробітку; $E_{як}$ – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції в результаті експлуатації нового МТА, грн/од. наробітку.

Річну економію питомих затрат праці від експлуатації нового МТА ($З_{прк}$) визначають за формулою:

$$З_{прк} = З_{пбк} - З_{пнк},$$

де $З_{пбк}$, $З_{пнк}$ – річні питомі затрати праці відповідно по новому і базовому машинно-тракторних агрегатах, люд-год.

Порівняльному аналізу підлягали новий та базовий варіанти орних агрегатів:

- новий МТА: трактор ХТЗ-160 з фронтальним двохкорпусним плугом за умовною маркою ПЛН-2-35, та задньонавісним чотирьохкорпусним плугом ПЛН-4-35. Конструктивна ширина захвату такого МТА становить 2,1 м;

- базовий МТА: трактор ХТЗ-160 і задньонавісний п'ятикорпусний плуг ПЛН-5-35, конструктивна ширина захвату якого дорівнює 1,75 м.

Результати експлуатаційно-технологічної оцінки були прийняті в якості вихідних даних для розрахунків техніко-економічних показників порівнюваних ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для техніко-економічного аналізу проекту

Назва показника	МТА	
	новий	базовий
Комплексна ціна 1 кг палива, грн	50,00	
Витрати палива агрегатом, кг/га	14,4	16,4
Змінна продуктивність МТА, га/год.	1,33	1,13
Експлуатаційна продуктивність МТА, га/год.	1,30	1,10
Годинна оплата праці, грн./год.	79,00	
Балансова вартість трактора ХТЗ-160, грн.	640000	
Балансова ціна знаряддя, грн.	21000	15000
Норма відрахувань (%) на амортизацію: трактора знаряддя	12,5	
	12,5	
Норми відрахувань (%) на ремонти і технічні обслуговування: трактора знаряддя	28,0	
	27,0	
Нормативне річне завантаження (год.): трактора знаряддя	1300	
	480	
Зональне річне завантаження (год.): трактора знаряддя	1750	
	450	
Кількість обслуговуючого персоналу, чел.	1	

Розрахунок техніко-економічних показників порівнюваних агрегатів проводили на ЕОМ із використанням програми, написаної в середовищі Microsoft Excel.

Аналіз розрахункових даних показав (табл. 5.2), що впровадження нового орного агрегату дозволяє у порівнянні з МТА в складі трактора ХТЗ-160 та плуга ПЛН-5-35 зменшити:

- витрати праці – на 14,7%; - прямі витрати – на 17,0%; - питомі інвестиційні вкладення – на 10,8%; - сукупні витрати – на 15,8%.

Таблиця 5.2 – Порівняльні показники техніко-економічної ефективності
орних агрегатів

Назва показника	Значина показника		Ступінь зменшення, %
	новий МТА	базовий МТА	
Витрати праці, люд.·год /га	0,75	0,88	14,7
Прямі витрати, грн /га	186,47	1 104,20	17,0
Питомі капіталовкладення, грн /га	1 110,60	1 124,00	10,8
Сукупні витрати, грн /га	1 105,60	1 125,40	15,8
Економічний ефект, грн /га	119,8	-	

Таким чином, експлуатаційна маса нового МТА на 2,5% більша за масу базового агрегату. Проте за рахунок більшої змінної продуктивності праці питомі витрати металу (т·год./га) у першого на 10,7% менші.

Практична експлуатація нового орного агрегату дозволяє на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 119,8 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломній роботі вирішена задача зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко-економічних показників роботи орного МТА з переднім і заднім навісними плугами шляхом обґрунтування його схеми і конструктивних параметрів. На основі проведених досліджень зроблені такі основні висновки.

1. Аналіз світового та вітчизняного науково-практичного досвідів показав, що використання фронтального плуга дозволяє збільшити зчіпну масу енергетичного засобу, чим обумовлює зростання продуктивності орного МТА за рахунок збільшення його ширини захвату, та зменшення питомих витрат палива завдяки відповідному зменшенню буксування рушіїв трактора.

2. В результаті теоретичних досліджень встановлено, що для забезпечення стабільності руху заглибленого фронтального плуга кут нахилу центральної тяги (α) переднього навісного механізму (ПНМ) трактора має бути меншим за кут нахилу його нижніх тяг (β). Для налаштування ПНМ енергетичного засобу згідно з умовою $\alpha < \beta$ вибір значень цих кутів слід здійснювати з урахуванням наступних вимог: $0 \leq \alpha < \beta$; $0 < \beta \leq 8^\circ$.

3. Результати математичного моделювання засвідчують, що найвищу стійкість руху орного МТА у горизонтальній площині забезпечує налаштування його за схемою «2+4» з жорстким приєднанням фронтального двокорпусного плуга, з тиском повітря в задніх шинах трактора 125 кПа, а передніх – 170 кПа та швидкості робочого руху до 2,5 м/с. Коефіцієнт підсилення збурювального впливу такою динамічною системою знаходиться на рівні 0,001, що значно менше, ніж при застосуванні обох розглянутих у дослідженні схем шарнірного агрегування фронтального плуга.

4. У порівнянні з орним агрегатом у складі ХТЗ-160 та п'ятикорпусного плуга (схема «0+5») використання нового МТА на основі цього ж трактора з жорстко приєднаним двокорпусним фронтальним та чотирикорпусним задньонавісним орними знаряддями (схема «2+4») дозволяє збільшити продуктивність праці на 16,5% і знизити питомі витрати пального на 12,2%. За рахунок досягнутої більшої

продуктивності роботи питома металоємкість орного агрегату за схемою «2+4» на 10,7% менша.

5. Стабільність глибини оранки у агрегату за схемою «2+4» вища, оскільки з довірчою імовірністю 95% середнє квадратичне відхилення глибини оранки ним ($\pm 1,65 \text{ см}^2$) є не випадково меншим за аналогічний показник базового МТА, який дорівнює $\pm 1,98 \text{ см}^2$. Решта показників якості роботи у нового орного МТА такі ж, як і у базового.

6. Впровадження орного агрегату за схемою «2+4», налагодженого у відповідності до розроблених практичних рекомендацій, у порівнянні з МТА у складі трактора ХТЗ-160 та плуга ПЛН-5-35 дозволяє зменшити: витрати праці – 14,7%; прямі витрати – на 17,0%; питомі капіталовкладення – на 10,8%; зведені витрати – на 15,8%. Практична експлуатація нового орного МТА дає можливість на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 119,8 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баєв І.В. Визначення запасу стійкості руху машино-тракторного агрегату у горизонтальній площині. Вісник с.-г. науки, 1984, №2. С. 39-45.
2. Булгаков В.М., Кравчук В.І., Надикто В.Т. Агрегаткування плугів. Київ : Аграрна наука. 2008. 152 с.
3. Донцов І.Е. Вплив параметрів навішування на стійкість прямолінійного некерованого руху фронтального агрегату. Агрегаткування сільськогосподарської техніки: Зб. наук. праць. Київ. 1989. 119 с.
4. Донцов І.Е. Стійкість руху МТА із агрегатом фронтального та заднього навішування. Трактори та сільськогосподарські машини. 2008. №9. С. 12-18.
5. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробовування. [Чинний від 2005–04–28]. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.
6. Касимов А.Ш., Золотарьов В.В. Встановлений прямолінійний рух орного агрегату із задньою і передньою начіпкою. Трактори та сільськогосподарські машини, 1988, №1. С.34-37.
7. Ключев А.С. Автоматичне регулювання. Київ : Вища школа, 1986. 351 с.
8. Коробко О.В., Троян Ю.І. Методичні вказівки до практичної роботи. Моделювання процесів формування та виникнення травмонебезпечних і аварійних ситуацій на виробництві. Запоріжжя : ЗНТУ, 2011. 18 с.
9. Мещеряков В.А., Роуля В.І., Денисенко В.В. Про кількісну оцінку впливу параметрів агрегату на його стійкість керованого руху. Питання механізації та електрифікації сільськогосподарського виробництва. Вип.17. Київ, 1984. С. 225-230.
10. Надикто В.Т. Основи агрегаткування модульних енергетичних засобів. Мелітополь : КП «ММД», 2003. 240 с.
11. Надикто В.Т., Назарова О.П. До питання обробки експериментальних даних. Збірник наукових праць ТДАТУ. Мелітополь, 2009. Вип.9, т.3. С. 12-17.

12. Надикто В.Т., Кюрчев В.М. Математичне моделювання функціонування машинно-тракторних агрегатів. Збірник наукових праць ТДАТУ. Мелітополь, 2010. Вип.11, С. 7-10.

13. Надикто В.Т., Кюрчев В.М. Орний агрегат на основі трактора серії ХТЗ-160. Техніка і технології АПК, 2010, №4. С. 45-54.

14. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. Навчальний посібник. В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. ТОВ «Видавничий будинок «ММД». Мелітополь, 2005. 337 с.

15. Попов І.Е. До методики дослідження стійкості руху машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині. Удосконалення технологічних процесів та конструкції сільськогосподарських машин. Київ, 1984. С. 71-74. 85

16. Турбін Б.І. Теоретична механіка. Київ, 1989. – 376 с.

17. Köller K. Frontpluge: Nur Zugnummern für Vorührungen? Agrarübersticht, 1983, №1. P.12-13.

18. Rousselet M. Charrues avant: l'essai est concienant. Tracteurs et Mashines Agricoles, 1982, №793. P.3-9.