

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення тягово-енергетичних показників колісного трактора
на операціях рослинництва»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

Степанов Владислав Вікторович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проекту бакалавра студенту
Степанову Владиславу Вікторовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проекту бакалавра на тему «Забезпечення експлуатаційних характеристик при низьких температурах»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: _____ 01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: технічні та тягові характеристики колісних тракторів універсально-просапного типу; загальні конструктивні показники та технічні характеристики елементів підвіски тракторів

Перелік питань які потрібно розробити _____
Вступ. _____

Сучасний стан питання та задачі дослідження. _____

Теоретичне обґрунтування роботи. _____

Програма і методика експериментальних досліджень. _____

Результати експериментальних досліджень. _____

Висновки. _____

Перелік графічного матеріалу: Мета та завдання дослідження; Аналіз способів та технічних рішень; Пристрій міжколісного стабілізатора; Теоретичні дослідження; Експериментальні дослідження; Результати експериментальних досліджень; Висновки

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проекту бакалавра _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Степанов В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 79 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 47 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Підвищення тягово-енергетичних показників колісного трактора на операціях рослинництва».

Об'єкт дослідження – процес виконання сільськогосподарських робіт машинно-тракторними агрегатами на дрібноконтурних полях та земельних ділянках, що мають значний кут ухилу.

Мета дослідження – встановлення впливу поздовжньо-поперечної стійкості колісного мобільного енергетичного засобу на його технологічні параметри за умов схилених земель.

Основна стаття була подана з метою вивчення ефективності вибору алгоритму та методології для вертикального, горизонтального та якісного проектування обладнання в МЕЗТаканава.

Команда теоретичних та експериментальних дослідників продемонструвала вплив розподілу ваги та конфігурації на горизонтальну та вертикальну продуктивність МТА. У цей час, на кожне збільшення дорожнього навантаження від 0° до 20° , вертикальне навантаження на нижнє колесо збільшується на 12 кН до 16 кН, а вертикальне навантаження на нижнє колесо збільшується на 12 кН до 8 кН. Розподіл вертикального навантаження після додавання МСХС МЕЗ: Зі збільшенням кута нахилу дороги від 0° до 20° вертикальне навантаження на низько розташоване колесо випробувального трактора відносно збільшується з початкових 12 кН до 13 кН, тоді як вертикальне навантаження на високо розташоване колесо збільшується з 12 кН до 11 кН.

Ключові слова: колісний трактор, МЕЗ, стійкість руху, поперечна стійкість, стабілізація.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	7
1.1 Оцінка способів підвищення ефективності використання енергетичних засобів у сільському господарстві на польових та транспортних роботах під час руху по похилих опорних поверхнях	7
1.2 Огляд методики та технічних рішень підвищення стійкості при русі колісних енергетичних засобів	10
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	17
2.1 Методологічне обґрунтування підбору конструкції пристроїв, що підвищують поздовжньо-поперечну стійкість МЕЗ.....	17
2.2 Теоретичні дослідження щодо визначення впливу перерозподільного пристрою на поперечну стійкість машинно-тракторного агрегату	20
2.2.1 Теоретичні дослідження щодо перерозподілу зчіпної ваги між рушіями ведучого мосту трактора.....	20
2.2.2 Вплив перерозподільного пристрою на поперечну стійкість МТА з причіпним сільськогосподарським знаряддям	25
2.2.3 Вплив пристрою на підвищення поперечної стійкості МТА з навісним сільськогосподарським знаряддям	31
2.2.4 Теоретичні дослідження щодо впливу перерозподільного пристрою на поздовжню стійкість машинно-тракторного агрегату	39
2.3 Теоретичні дослідження щодо впливу запропонованого пристрою на величину продуктивності МТА	44
2.4 Теоретичні дослідження щодо розподілу ефективної потужності МТА	47
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	50
3.1 Завдання експериментальних досліджень	50
3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень	50

3.3 Порівняльні характеристики об'єктів досліджень та умови проведення експериментальних досліджень.....	51
3.4 Засоби вимірювань під час проведення польових випробувань	55
3.5 Вимірювання технологічних параметрів	58
3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ	58
3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на ведучі колеса МЕЗ.....	59
3.5.3 Вимірювання кута нахилу	60
3.5.4 Вимірювання частоти обертання ведучих коліс МЕЗ.....	60
3.5.5 Вимірювання пройденого шляху та буксування МЕЗ	61
3.6 Визначення основних фізико-механічних властивостей ґрунту	62
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	63
4.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжньо-поперечну стійкість МЕЗ.....	63
4.1.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поперечну стійкість МЕС	64
4.1.2 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжню стійкість МЕС.....	70
4.2 Результати тягових випробувань МЕЗ із пристроєм перерозподілу навантаження	72
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	76
ДОДАТКИ.....	78

ВСТУП

Враховуючи майбутнє розширення площі сільськогосподарських угідь, необхідно дослідити та розробити технічні рішення поточних проблем дефіциту спеціальних технологічних енергетичних ресурсів, недостатнього землекористування та розвитку сільського господарства.

Метою цього дослідження є визначення впливу сумарного вертикального та горизонтального зміщення на похилу місцевість та техніку маневрування транспортних засобів.

Наступні дослідницькі питання:

– Проаналізуйте вплив кожного дослідження на ефективність, тягові та інтеграційні характеристики мобільних енергетичних транспортних засобів.

– Визначити вплив збільшення тягового зусилля сільськогосподарської техніки та нового розподілу загальної ваги обладнання, вертикальної та горизонтальної маси обладнання/трактора з єдиного джерела.

- Порівняльні випробування механічного тягового обладнання в умовах дрібномасштабного сільського господарства.

Образно кажучи, дослідження стосується процесу використання механічного тягового обладнання для виконання сільськогосподарських завдань.

Основними темами досліджень є вивчення механізованої роботи вузьких та контурних ділянок, визначення процесу безперервного перерозподілу стрижнів та моделювання впливу на ефективність високошвидкісних роторних машин.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Оцінка способів підвищення ефективності використання енергетичних засобів у сільському господарстві на польових та транспортних роботах під час руху по похилих опорних поверхнях

Створення сучасної регіональної аграрної системи потребує детального аналізу взаємодії та узгодженого розвитку різних факторів сільськогосподарського виробництва. Водночас, підприємство визначає також доцільність технології підприємства та економічну доцільність сільськогосподарського виробництва, а також вплив природно-кліматичних умов та технологічних процесів, що забезпечують рушійну силу успіху [8].

Технічні потужності компанії перебувають у дуже насиченому стані, але існують ефективні плани щодо покращення логістики, постачання матеріалів та технологій. Було оновлено обладнання, завершено обробіток, збирання врожаю та транспортування землі, науково проаналізовано технології, що використовуються в цьому районі чи країні, а влада та беззаконня повністю розвинені.

Важливою складовою сільськогосподарських технологічних процесів є питання ефективного використання енергії за різних природних, кліматичних та ландшафтних умов, а також забезпечення сільськогосподарських та транспортних робіт, що є предметом досліджень багатьох авторів.

Наразі тривають дослідження щодо підвищення ефективності використання МЕЗ під час транспортування [3, 4, 5, 7, 8, 13]. Найменування типу продукту поєднується з транспортною функцією, комплексна функція сільськогосподарського транспорту є низькою, а технологія поєднується з ефективністю енергопідтримки [13, 15].

Я розумію, що у вас велика пристрасть до машин, і ви хочете отримати більше інформації про фільми та кіно [3, 7, 8, 15].

На основі досліджень експлуатаційної стабільності плівок, повний асортимент плівок було розглянуто в [1,2,5,7].

Колісні та портові системи не можна обмежувати маневреністю, враховуючи стійкість та кочення. Питання стабільності обговорюються в посиланнях [1, 2, 5].

Дослідження систем трансмісії, технологія руху транспортних засобів та розрахунок механічних властивостей, застосування технології регулювання сили на колесах, метод визначення напрямку руху коліс тощо.

Поточні дослідження [1] Наразі завершено дослідження основних принципів роботи МТА на дорозі, підтвердження обґрунтованості теорії руху коліс та впливу роботи МТА на якісні фактори, такі як рівень ваги. У дослідженнях [5, 8, 10] представлені причини нового витку розвитку, включаючи дизайн і технології з різних точок зору, а також комплексне та горизонтальне дослідження характеристичного явища колеса.

У сільськогосподарських виробничих районах із сильними та вітряними умовами необхідно вибирати та використовувати передові сільськогосподарські технології відповідно до технічних вимог сільськогосподарських виробничих районів, поєднувати їх із сільськогосподарською технікою та комплексною механізацією сільського господарства. Водночас вони повинні використовувати найкращі та найпридатніші землі, впроваджувати сучасні сільськогосподарські технології та поєднувати нові технології для сприяння адаптації та просуванню енергетичних ресурсів і вдосконаленню сільськогосподарської техніки [4,7,11].

Враховуючи сучасні тенденції розвитку загальної сільськогосподарської системи України, нами було розроблено спеціально спроектовану МЕЗ з особливими характеристиками, довжиною та протяжністю, проаналізовано її з використанням технологій механізації, викладено результати та представлено сучасні засоби механізації для впровадження довгоколісної техніки.

Буксирувальна здатність Zhengru 14 кН була продемонстрована як приклад, а максимальна буксирувальна здатність 30 кН була визнана протягом багатьох років.

Під час застосування сучасних технологій точного землеробства важливо забезпечити вимоги до технічного обслуговування та зміни руху, а також придатність обладнання, сільськогосподарського ландшафту, природного клімату та умов використання.

Дослідження [5, 9] показали, що коли тиск на ґрунт становить $6-7^\circ$, швидкість трансформації МТА значно знижується. Водночас, при роботі на схилі $10-11^\circ$ ефективна тягова сила трактора зменшується на 25-27% [2,3,6].

Крім того, збільшилося горизонтальне відхилення маршруту МТА, знизилася продуктивність праці, а також погіршилися умови праці операторів обладнання, що порушило фізико-технічні вимоги до робочого обладнання [14, 17].

1.2 Огляд методики та технічних рішень підвищення стійкості при русі колісних енергетичних засобів

На основі високорівневих, горизонтальних, якісних методів, аналізу технологій та стратегій сучасного технологічного рівня, 3, 5, 6, 13, 18, 20]. Рішення, запропоноване Меннедом, є примусовим засобом, а також напрямком багатовимірного відчуження людей. Однак, через технологічний прогрес, механічний знос, пробуксовка та знос, а також збільшення споживання палива, призвели до зниження виробництва та зниження врожайності сільськогосподарських культур [7, 12, 14].

Прозоре використання коліс [5], використання невеликих прямих коліс для збільшення опору [7] коліс, при цьому збільшується колісна база та загалом використовуються коліс з низьким дорожнім просвітом [9], знижується центр ваги, знижується центр ваги, тим самим покращується експлуатаційна стійкість МЕЗ.

Розширити закордонне виробництво та випустити на існуючий ринок модифіковану версію машини, модель Kagene Aira з рейками, яка рухається вертикально та автоматично у воді [8, 10, 15].

Спеціально розроблені та комплексні гвинтові машини [13], пневматичні пристосування для машин [3], високоякісні та стандартні японські машини [16].

Окрім пропозиції інноваційних підходів до проектування для впровадження на існуючих дорогах, автори також розглядають теоретичні питання та питання блокування в умовах руху в умовах МЕЗ. У мене дуже позитивне ставлення.

У цьому дослідженні [13] представлене дослідження було проведено на процесі траєкторії внутрішнього руху, а математичні методи охоплювали зв'язок між кривою свободи руху, зовнішньою апроксимацією логарифмічної кривої та коваріацією паралельного руху:

$$K'_{YD} = 1 - \sqrt{\frac{B_{CB} - v_T t_B \sin \frac{v_T t_B}{R_{nos}}}{v \left(t_0 + t_B \sin \frac{v_T t_B}{R_{nos}} \right) - B_{CB}}} . \quad (1.1)$$

Кількість відповідних факторів, що враховувалися в механічній структурі машини, а також технічна кількість умов руху МТА також може бути визначена через критичність часткових відхилень, заданих специфічним для дороги виглядом. [7] Проміжні операції прозорі, нові розподіли прозорі, рухомі колеса мають високу швидкість, прогрес машини є сумою траєкторій, а також існує поняття заданої кількості разів, що є відносною ефективністю рухів та комбінацій рухів. Цей індикатор відображає стан роботи системи, пропорційну різницю під час роботи, відсоток нульової точки, фіксоване співвідношення фаз керування та високу стабільність роботи МТА. Формула розрахунку така:

$$O_{E\Phi} = \left(1 - \frac{CKO_{Yconst}}{CKO_{Y_0}} \right) 100\% , \quad (1.2)$$

Наразі система має постійний рух, а відхилення координат від нульової точки називаються відхиленнями, що дорівнюють квадратному кореню.

Модернізація, розробка механічних та механічних математичних моделей. Інші результати [13,14]. Можна використовувати великі якісні теоретичні знання.

Обговорення до та після дослідження [8] у Японії [17], питання горизонтальної та вертикальної сталості:

$$\alpha = \arctg \frac{d}{h_y} = \arctg \frac{(0,5b - c \cdot \operatorname{tg} \beta) \cos \beta}{h_y}, \quad (1.3)$$

де висота центру ваги транспортного засобу над плечем, м; висота центру ваги транспортного засобу, м; $-$ відстань від задньої осі парашута до вертикальної проекції центру парашута, м.

У випадку з типами, що повзуть, необхідно передавати координати центру ваги машини, змінюючи при цьому вагу пристрою та кут вертикального нахилу пристрою.

Психічна якість (ПЯ) є найважливішим фактором, що визначає роботу МТА, а також є найважливішим фактором у дослідженнях [8,14]. Наступні коментарі стосуються позиції головного менеджера:

– для вертикальної координати h_y :

$$h_y = \frac{\sum_i h_{yi} G_i}{G_\Sigma}, \quad (1.4)$$

де h_{yi} – вертикальна координата ЦМ i -го вузла відносно опорної поверхні.

– для горизонтальної координати c :

$$c = \frac{\sum_i c_i G_i}{G_\Sigma}, \quad (1.5)$$

де c_i – горизонтальна координата ЦМ i -го вузла відносно осі моста ведучих коліс; G_i , G_Σ – вага i -го вузла і сумарна вага машини відповідно.

– для поперечної координати y :

$$y = \frac{\sum_i y_i G_i}{G_\Sigma}, \quad (1.6)$$

де y_i – поперечна координата ЦМ i -го вузла відносно поздовжньої геометричної осі машини.

Однак, використання математичних інструментів надзвичайно складне. У цьому випадку, під час використання машини, важливо розуміти вагові характеристики та координати центру ваги.

Автори [13] повідомляють, що система руху трактора використовує середньо-низький пристрій та додаткові осі, а також застосовує систему вертикального навантаження між осями, що збільшує зчеплення, зменшує пробуксовку та покращує сільськогосподарські технічні показники. Автор надав інформацію та отримав кінцевий результат:

$$P_{зак} = P_k - pf = P_{ка} = Y_{ктр} \varphi_{тр} + (Y_{кд} + PF + G_d) \varphi_d - P_f, \quad (1.7)$$

де $Y_{кд}$ – вага, що припадає на додатковий ведучий міст; P_k – дотична сила тяги, що розвивається МЕЗ; $Y_{ктр}$ – вага, що припадає на ведучі колеса трактора; F – площа поршня силового гідравлічного циліндра пристрою; P – тиск гідравлічної рідини у силовому циліндрі; $\varphi_{тр}$ – коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора; φ_d – коефіцієнт використання зчіпної ваги додаткового ведучого мосту трактора; P_f – сила опору руху трактора.

Аналіз рівняння прибутку було доведено, тяга зросла, а напрямок визначено.

В [6] запропоновані якісні та кількісні критерії. Крім того, МТА на сільськогосподарській техніці можна безпечно використовувати, і він може визначати кутове відхилення лінійного руху шляхом керування механічними силами:

$$\rho = 1 - \frac{M_{\text{воз}} - M_{\text{оп}}}{M_{\text{стаб}}}, \quad (1.8)$$

де $M_{\text{воз}}$, $M_{\text{оп}}$, $M_{\text{стаб}}$ – сумарні моменти збурюючих сил, сил опору та стабілізуючих сил, що діють на агрегат у русі.

Стійкість агрегату може бути реалізована, якщо величина запасу стійкості знаходиться в межах $0 < \rho < 1$.

Для схеми МТА [17] з причіпним сільськогосподарським агрегатом величину стійкості рекомендується оцінювати за величиною відхилення причіпної машини від прямолінійної траєкторії руху в залежності від довжини гону:

$$K_y = 1 - \frac{b}{l}; \quad K_b = \frac{b_i}{s_i}, \quad (1.9)$$

де b – величина відхилення причіпної сільськогосподарської машини від прямолінійного руху; b_i – величина абсолютного бічного відхилення центру мас трактора від заданого прямолінійного руху; l – довжина гону, на якому замірялося відхилення; s_i – величина пройденого агрегатом шляху, на якому визначено значення b_i .

На цьому етапі є кілька якісних показників.

Фізичні властивості ґрунту та перенесення сили тяжіння МТА мають більший або менший вплив на зміни рівня коліс [14]. Поточне зміщення горизонтального положення:

$$l_{\text{повн}} = l_{\text{ск}} + l_{\text{ув}}^{\text{нед.п.}}, \quad (1.10)$$

де $l_{\text{повн}}$ – зсув, викликаний поперечним ковзанням трактора по опорній поверхні; $l_{\text{ув}}^{\text{нед.п.}}$ – зсув, викликаний кутами відведення трактора при його недостатній повороткості. При цьому поперечне зміщення агрегату не повинно перевищувати допустиму ширину захисної зони при переміщенні.

Наразі найбільш придатним методом для обчислення координат положення центру мас є ДСТУ 30570-2001 "Визначення положення центру".

Беручи до уваги власність, фактична реалізація методу та принципу будівництва є трудомісткою та має величезну технічну складність. Аналіз передачі та інтелектуальне представлення умов високого нахилу за допомогою якісного методу каркасних матеріалів запропонували ідеальну ідею для дослідження спрямованого методу МЕЗ, методу паралельного просування та однокрокового методу.

Таким чином, сільськогосподарські угіддя у північній та центральній Японії переважно гарантуються використанням механізованих засобів, тоді як використання силової техніки обмежується відповідно до її базової конфігурації, якісних умов та призначення сільськогосподарських угідь. На цьому етапі промислової інтеграції та розвитку необхідні дослідницькі, дослідницькі та наукові дослідження зосереджені на впровадженні високошвидкісних, безперервних колісних систем, горизонтальної стійкості, вертикалізації та якісних методів проектування для країни.

Крім того, завдяки високій механічній міцності машини та її придатності для роботи на схилах або вузькій місцевості, компанія обрала для свого розвитку блокувальну противагу та пристрій розподілу противаги МЕЗ.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

2.1 Методологічне обґрунтування підбору конструкції пристроїв, що підвищують поздовжньо-поперечну стійкість МЕЗ

Найкращі виробники сучасної сільськогосподарської продукції пов'язані з транспортуванням великогабаритних предметів, використанням кіно та телебачення, а також вирощуванням промислових шасі. [1-4].

У мікроконструкціях, таких як вантажівка (ТТА) та мобільна евакуаторна вантажівка (МТА), було доведено, що потужні транспортні засоби часто втрачають свої шарніри прохідності через погану підтримку дороги та нездатність гофрованих коліс транспортного засобу подолати надмірний ухил старого покриття.

Через високі вимоги до стійкості, керованості та маневреності транспортного засобу, а також використання спеціального обладнання та додаткових пристроїв, важко покращити маневреність у складних дорожніх умовах [11-18].

На основі теоретичних досліджень та польових випробувань ми пропонуємо перспективне рішення з потенціалом для забезпечення нового процесу розподілу ваги та потужності інструментів між сільськогосподарською технікою та обладнанням, а також для забезпечення легітимності нового процесу.

Але переваги та недоліки нового важкого розподільчого обладнання – це деякі важливі стандартні питання, які необхідно повністю враховувати під час проектування та використання.

Отже, шляхом експериментальної експлуатації пристрою перерозподілу ваги можна висунути основні вимоги до конструкції пристрою перерозподілу ваги (рис. 2.1).

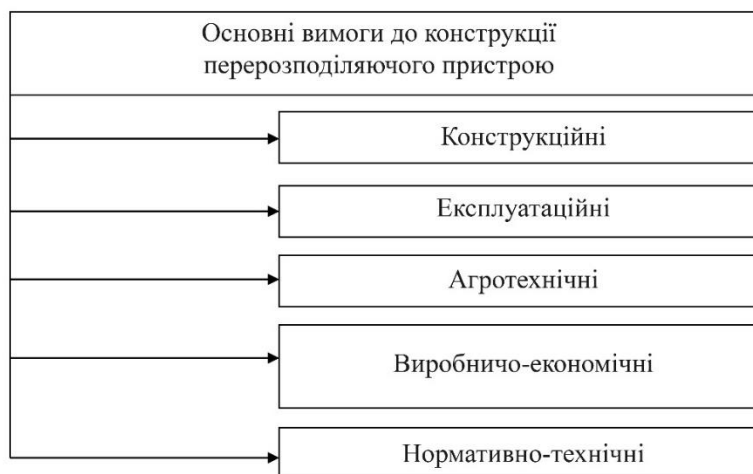


Рисунок 2.1 – Основні вимоги до конструкції перерозподільного пристрою

Основні вимоги включають такі групи характеристик, застосування обладнання, вагу та розподіл ваги: конструкція, експлуатація, сільськогосподарська технологія, управління виробництвом, технологія управління наглядом: Огляд основних вимог показано на рисунку 2.2.

Виходячи з системних вимог, найкращі прогнози можна зробити під час процесу проектування нового потужного розподільчого обладнання. Успішний метод розрахунку, що використовується для демонстрації успіху (див. рис. 2.3).



Рисунок 2.2 – Зведена характеристика основних вимог до конструкції перерозподіляючого пристрою

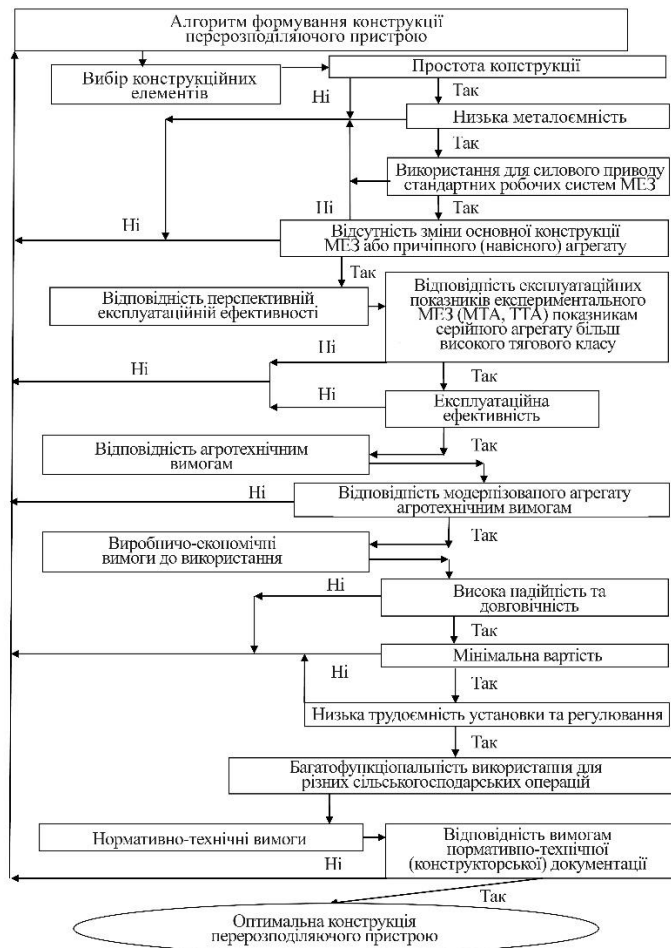


Рисунок 2.3 – Алгоритм формування конструкції пристрою

2.2 Теоретичні дослідження щодо визначення впливу перерозподільного пристрою на поперечну стійкість машинно-тракторного агрегату

2.2.1 Теоретичні дослідження щодо перерозподілу зчпної ваги між рушіями ведучого мосту трактора

Спосіб використання ручок змінився, а інструменти були оновлені відповідно до сучасних тенденцій у сільськогосподарському секторі, що забезпечує якомога нижче розташування обладнання.

Коріння ДСТУ 17.5.3.05-84, основні операції для посіву насіння на нерівній місцевості з обмеженими горизонтальними розмірами.

Горизонтальна фільтрація є найважливішою, коли вона існує під час обробки, тоді як при монументальній обробці найважливішою є задня фільтрація

МТА. Ця модель досягає високого комплексного ефекту стійкості до вертикальної стратифікації, гідратації, вивітрювання та ерозії, і має відносно широке застосування.

Під час проектування тягового пристрою знаряддя, тяговий пристрій може бути встановлений у нерухомій системі пересування під час обробітку ґрунту, як показано у поданій вимозі 2.2. Обладнання використовує новий метод часткового розподілу навантаження під час тяги та збалансовану систему тяги, що робить поточний МТА безпечнішим у горизонтальному напрямку.

Отже, під час роботи інструменту вертикальне перекриття ваги та різна ширина впливають на силові умови тягової машини та рухомого валового коня під час роботи цільної деталі (рис. 2.4), а також на баланс, коли інструмент увімкнено (рис. 2.4).

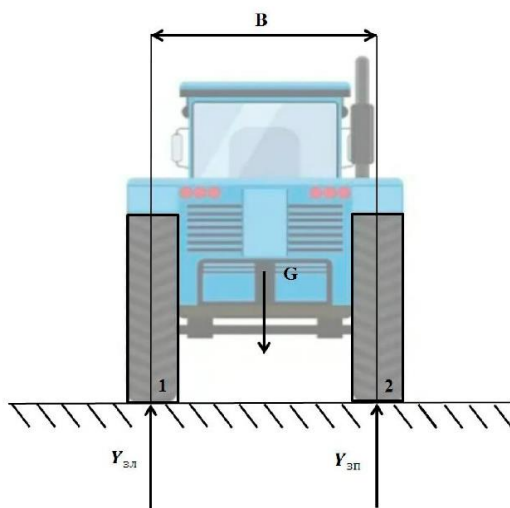


Рисунок 2.4 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при невідключеному пристрої

Під час проектування транспортного засобу на сучасній енергії ми визначаємо вплив на конструкцію. Сила тяжіння літака розподіляється пропорційно між передньою та задньою осями літака (у даному випадку ми побачимо величину сили). Вертикальні сили реакції поверхні під дією правого заднього двигуна та лівого заднього двигуна показані нижче відповідно. Під час

розрахунків Чуя враховував горизонтальне положення трактора. Кут - Кут нахилу рухомої поверхні.

Складемо рівняння рівноваги при непрацюючому пристрої:

$$\text{При } \sum M_1 = 0, Y_{zn}B - G \frac{B}{2} = 0,$$

$$\text{або } Y_{zn} = 0,5G. \quad (2.1)$$

$$\text{При } \sum M_2 = 0, Y_{zn}B + G \frac{B}{2} = 0,$$

$$\text{або } Y_{zn} = 0,5G. \quad (2.2)$$

У загальному випадку статичну поперечну стійкість трактора оцінюють за граничним кутом нахилу α поверхні руху і без працюючого пристрою вона визначиться за виразом [6]:

$$\text{tg}\alpha = \frac{B}{2h}. \quad (2.3)$$

Розглянемо зусилля, що виникає в гнучкому тросовому силовому зв'язку в місці кріплення до мосту трактора на підставі схеми, запропонованої на рис. 2.5.

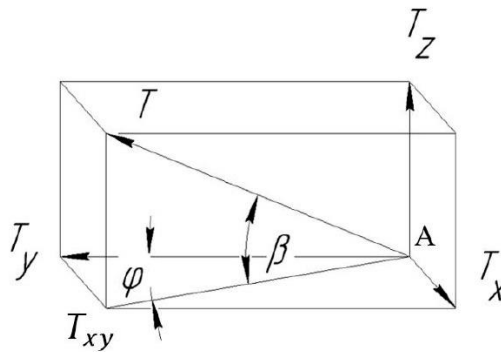


Рисунок 2.5 – Схема до визначення зусилля в тросовому силовому зв'язку

На рисунку 2.5 показано, як переглядати кабельні з'єднання та як змінювати навантаження живлення. Точка – точка, де дрiт з'єднується з віссю руху.

У космічних системах координація канатів поділяється на три частини:

$$\begin{aligned}
 T_x &= T \cos \beta \sin \varphi; \\
 T_y &= T \cos \beta \cos \varphi; \\
 T_z &= T \sin \beta.
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Серед них є кількісний вплив у координатній площині в горизонтальному напрямку, а також є проекція на осі та .

Інструкція з використання, сторінка 2.6. Яка сила реакції вертикальної поверхні, спрямована вниз, від лівого заднього тягача? – Реакція вертикальної поверхні зчеплення правого заднього колеса вниз. - Відстань від центру колеса після досягнення центру колеса. – Відстань між центральною віссю колеса та точкою дії сили. Було встановлено рівноважне рівняння розподілу сил, отримане під час роботи нового розподільника ваги:

При
$$\sum M_1 = 0, Y'_{3л} B - G \frac{B}{2} + T_y h + T_z (B - a) = 0, \tag{2.5}$$

або
$$Y'_{3л} = 0,5G - T_y \frac{h}{B} - T_z \frac{(B - a)}{B}. \tag{2.6}$$

При
$$\sum M_2 = 0, Y'_{3п} B + G \frac{B}{2} + T_y h - T_z a = 0, \tag{2.7}$$

або
$$Y'_{3п} = 0,5G + T_y \frac{h}{B} - T_z \frac{a}{B}. \tag{2.8}$$

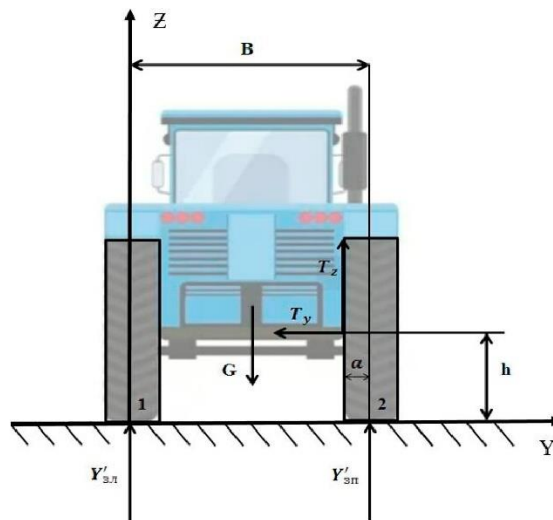


Рисунок 2.6 – Схема до розрахунку силових величин при роботі перерозподільючого пристрою

З урахуванням виразів (2.4), (2.5) та (2.6) отримуємо вирази реакцій для Y'_{3l} та Y'_{3n} :

$$Y'_{3n} = 0,5G - T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{B-a}{B}, \quad (2.9)$$

$$Y'_{3l} = 0,5G + T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{a}{B}. \quad (2.10)$$

На горизонтальній площині неможливо визначити горизонтальний розподіл ваги та сили тяжіння в рухомій системі, а також неможливо виразити горизонтальну орієнтацію машини $T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{a}{B}$.

Таким чином, з урахуванням перерозподілу навантаження при роботі пристрою, поперечна стійкість трактора визначиться за формулою:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2h} + \frac{T}{2G} \left(\cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - \sin \beta \frac{a}{B} \right) / \cos \alpha. \quad (2.11)$$

Порівнюючи формулу (2.3) та формулу підсумовування (2.11), можна побачити, що під час роботи обладнання це відносно пряма модель колони з високою горизонтальною стійкістю та вищим положенням. 2.7.

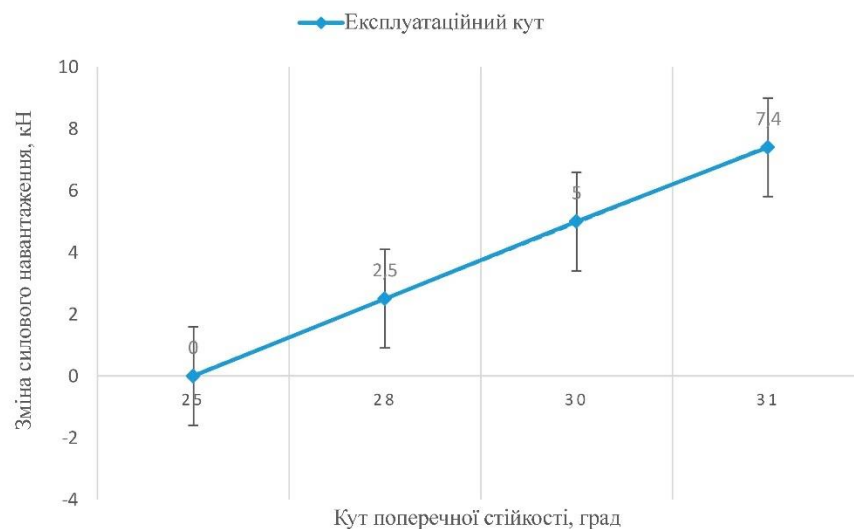


Рисунок 2.7 – Залежності кута поперечної стійкості від зміни силового навантаження при роботі пристрою

Аналіз прогресу кількості отриманих об'єктів (Група 2.7), коефіцієнт використання обладнання становить 31 градус, а темпи зростання орендної плати – 20%.

Будьте обережні під час використання машини на снігових схилах, оскільки вони мають твердий шар основи (тобто постійний лід). Зі збільшенням горизонтального напрямку потрібен постійний кут, тоді як необхідний кут горизонтального руху зменшується.

Є кілька вантажників, уповноважених перевозити вантаж.

2.2.2 Вплив перерозподільного пристрою на поперечну стійкість МТА з причіпним сільськогосподарським знаряддям

Сучасні колісні сільськогосподарські машини мають високу вантажопідйомність та довговічність, але відносно низьку стійкість до сторонніх агентів. Тому під час транспортування або сільськогосподарських робіт колеса часто пошкоджуються, наприклад, утворюються отвори та тріщини під час руху, що вимагає тривалих періодів простою для технічного обслуговування, збільшує час експлуатації та знижує ефективність і виробничу потужність.

Як усім відомо, заміна внутрішньої камери дуже складна, особливо за поганих дорожніх умов та холодного клімату. Крім того, під час обробки енергія, що виробляється у виробничому циклі, передається у виробничий цикл, а потреба у великій кількості праці та енергії у виробничому процесі переноситься на виробництво виробничого циклу. У випадку з видами рептилій використовуються різні типи пристроїв для запобігання розміщенню бічних стінок кільця, розриву еластичного ниткового матеріалу та пошкодженню його цілісності.

Через невеликий обсяг робіт, що виконуються на цій ділянці, виникнуть певні технічні труднощі, а вплив людського фактору на поверхню зрештою призведе до зниження пропускної здатності ділянки. Усунення окремих факторів

вимагатиме утримання операційних коштів у цьому районі та вимагатиме від МТА продовження роботи та незалежного функціонування після відкриття.

Використання теорії свідомості та теорії механічної рівноваги [9, 18] базується на теорії механічної рівноваги (див. с. 2.10) та моделі повної динаміки (див. с. 2.11), запропонованій теорією свідомості та рухової активності [9, 18].

Коли прикладається навантаження, вісь рухається вертикально, як показано на рисунку 2.8. Наприклад, рухи передніх коліс та правого заднього колеса, коли транспортний засіб повністю завантажений.

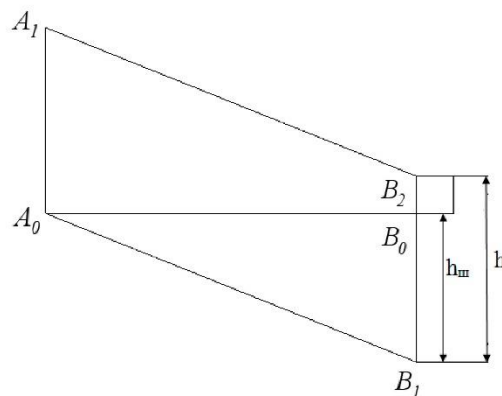


Рисунок 2.8 – Схема до визначення положення вертикального зміщення осі кріплення колеса

Водночас, обладнання, підключене до джерела живлення на новій колії, буде переміщено в інше місце. Під час використання колісного підйому вісь колісного підйомного пристрою нахилена вгору, а вертикальний рух колісного підйомного пристрою здійснюється в повітрі. Довжина кабелю не змінюється, і його подовження не є критичним.

Після вертикального регулювання бака з рідиною для трансмісії вертикальний шатун машини переміщується з одного положення в одне, а вісь також переміщується лише з однієї точки в одну точку. Нижні колеса дуже стійкі.

Отже, кількість рухів транспортного засобу з нерухомим колесом на схилі та кількість рухів транспортного засобу з нерухомим колесом біля підніжжя схилу. Це другий закон використання Ньютона:

$$ma = \sum F_k. \quad (2.12)$$

Покажемо всі сили, що діють на точку B_1 та схематично наведені на рис.

2.9.

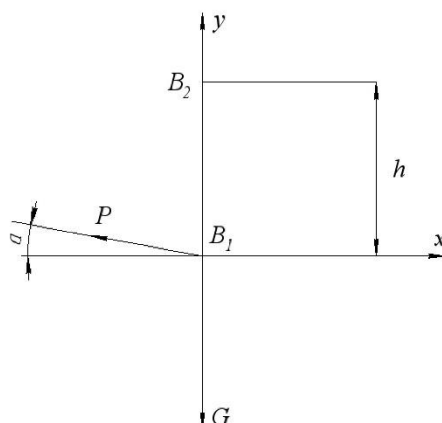


Рисунок 2.9 – Схема до визначення переміщення осі кріплення колеса

Ознаки: - через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію, через гравітацію. - Кут натягу дротового з'єднання.

Проектуємо обидві частини виразу (2.12) на вісь y і отримуємо рівність:

$$ma_y = \sum F_{ky} = P \sin \alpha - G, \quad (2.13)$$

або

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{P}{m} \sin \alpha - g. \quad (2.14)$$

Вводимо додаткові позначення $a_y = \frac{dv_y}{dt}$ і $v_y = \frac{dy}{dt}$. Інтегруючи двічі вираз

(2.13), отримуємо рівняння:

$$V_y = \left(\frac{P}{m} \sin \alpha - g \right) t + c_1. \quad (2.15)$$

$$y = \left(\frac{P}{m} \sin \alpha - g \right) \frac{t^2}{2} + c_2.$$

При початкових умовах, рівних $V_0 = 0$, $t_0 = 0$, $y_0 = 0$, отримаємо постійні інтегрування $c_1 = c_2 = 0$, Підставляючи значення отриманих постійних в вирази (2.15) і (2.16), отримуємо формулу зміни швидкості точки B_1 осі кріплення колеса, що знаходиться нижче по схилу:

$$V_y = \frac{dy}{dt} = \left(\frac{P}{m} \sin \alpha - g \right) t, \quad (2.16)$$

і рівняння руху точки B_1 осі кріплення колеса, набуде вигляду:

$$y = \left(\frac{P}{m} \sin \alpha - g \right) \frac{t^2}{2}. \quad (2.17)$$

Кінематична система 2.10 Відстань між центром трактора та центром точки контакту заднього колеса, вертикальна сила реакції дорожнього покриття при зафіксованому трактори.

Складаємо рівняння рівноваги:

при $\sum F_{ky} = 0, Y_{zl} + Y_{nl} + Y_{nn} - G = 0;$ (2.18)

при $\sum M_x(F_k) = 0, -Y_{nn}B + G\frac{B}{2} = 0;$ (2.19)

при $\sum M_z(F_k) = 0, Y_{nl}l + Y_{nn}l - Ga = 0.$ (2.20)

і отримуємо рівняння реакції опор трактора на поверхню:

$$Y_{nn} = 0,5G. \quad (2.21)$$

$$Y_{nl} = \frac{Ga - Y_{nn}l}{l} = G\frac{a}{l} - 0,5G = G\left(\frac{a}{l} - 0,5\right). \quad (2.22)$$

$$Y_{zl} = G - Y_{nl} - Y_{nn} = G - 0,5G - G\frac{a}{l} + 0,5G = G - G\frac{a}{l} = G\left(1 - \frac{a}{l}\right). \quad (2.23)$$

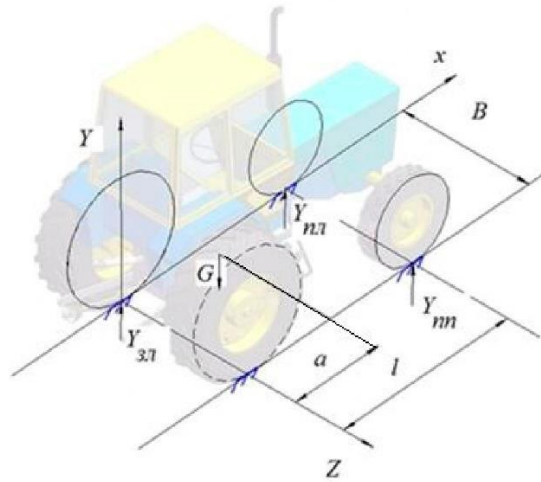


Рисунок 2.10 – Схема до визначення вертикальних реакцій трактора на поверхню при перерозподілі вертикальних навантажень

Аналогічно, рівняння рівноваги під дією вертикального кільцевого екрана має вигляд 2.11. Під час їзди переднє колесо чинить опір вертикальній опорі та силам реакції. – Передні колеса зі стійками протистоять реакції вертикальної сили.

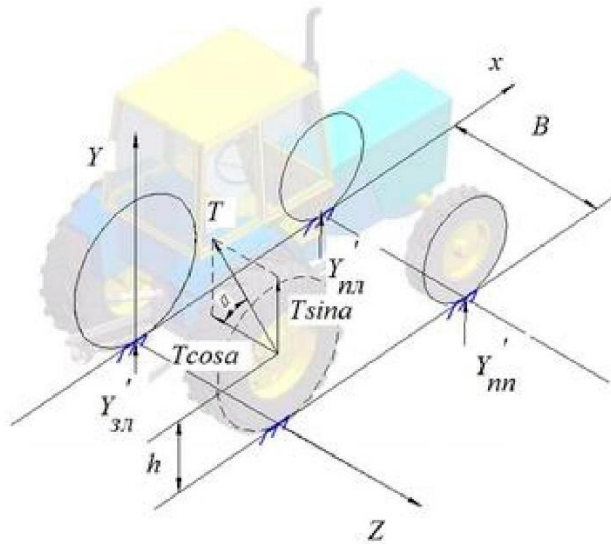


Рисунок 2.11 – Схема до визначення вертикальних реакцій опор трактора на поверхню при роботі міжколісного стабілізатора ходової системи

Складаємо рівняння рівноваги:

при
$$F_{ky} = 0, Y'_{zl} + T \sin \alpha + Y'_{nl} + Y'_{ml} - G = 0; \quad (2.24)$$

при
$$\sum M_x(F_k) = 0, -Y'_{nn}B + G\frac{B}{2} - T \sin \alpha B - T \cos \alpha h = 0; \quad (2.25)$$

при
$$\sum M_z(F_k) = 0, Y'_{nl}l + Y'_{nn}l - Ga = 0, \quad (2.26)$$

і отримуємо рівняння вертикальних силових опорних реакцій рушіїв трактора на поверхню

$$Y'_{nn} = 0,5G - T \sin \alpha - T \cos \alpha \frac{h}{B}; \quad (2.27)$$

$$Y'_{nl} = \frac{Ga - Y'_{nn}l}{l} = G\frac{a}{l} - 0,5G + T \sin \alpha + T \cos \alpha \frac{h}{B}; \quad (2.28)$$

$$Y'_{zl} = G - Y'_{nn} - Y'_{nl} - T \sin \alpha = G - G\frac{a}{l} - T \sin \alpha = G\left(1 - \frac{a}{l}\right) - T \sin \alpha. \quad (2.29)$$

Отримання горизонтального виразу, коли пристрій рухається, спрямовані сили навантажуються, і до системи тяги машини застосовується новий розподіл ваги, і зміни відбуваються в невеликих наукових дослідженнях. Ліве колесо випрямляється, ліве переднє колесо розтягується, а праве переднє колесо розтягується.

2.2.3 Вплив пристрою на підвищення поперечної стійкості МТА з навісним сільськогосподарським знаряддям

У цьому випадку МЕЗ вища, колісна база коротша, потрапляння води зменшується, вертикальна вісь фіксується, кут нахилу збільшується, а також більша ймовірність перекидання.

Згідно зі статистикою, найчастіше на будівельному майданчику використовуються електроінструменти МТЗ, машини з короткою колісною базою, оснащені жорстким шасі, та переднім мостом гакового типу з вузькою колісною базою. У цей час під час роботи на похилих опорних поверхнях потрібне технічне планування та дотримання безпечних кутів..

Досі ми використовували обладнання, вибирали методи розрахунку, представляли системний аналіз та рекомендували проектування MES для сільськогосподарської техніки.

Використовуючи теорію механічної рівноваги [9], запропоновано такі відомі положення для аналізу: обладнання розміщене на осі обертання в умовах прикріплення та навантаження, а умови роботи на похилій опорній поверхні – це статичні модельні умови (див. 2.12) та динамічна модель поведінки (див. 2.13);

Отже, враховуючи цю дію, МЕЗ на похилій поверхні піддається впливу сил (рис. 2.12). Серед них нижня поверхня механічної опори піддається дії прямої сили реакції. Задня центральна частина осі машини в точці контакту десантника. – висота.

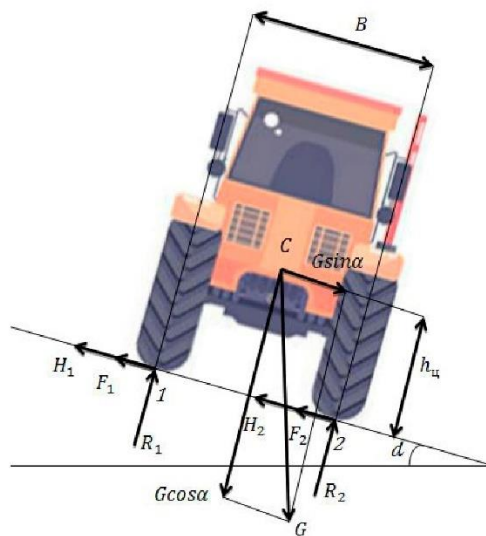


Рисунок 2.12 – Схема до визначення статичного граничного кута поперечного ухилу

Складемо рівняння рівноваги відносно точки 2 для запропонованої системи сил:

$$-R_1 B + G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_u = 0. \quad (2.30)$$

За умовами безпеки при відриві точки 1 від опорної поверхні, при $R = 0$, може відбутися перекидання трактора, тоді

$$R_1 = 0,5G \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h_u}{B} = 0, \quad (2.31)$$

$$-G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_u + R_2 B = 0. \quad (2.32)$$

тоді

$$R_2 = 0,5G \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h_y}{B}. \quad (2.33)$$

У ході перетворення рівняння (2.33) отримуємо:

$$G \sin \alpha h_y = G \cos \alpha \frac{B}{2}, \quad (2.34)$$

тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \frac{B}{2h_y}. \quad (2.35)$$

Розглянемо зусилля, що виникає в гнучкому тросовому силовому зв'язку в місці кріплення до мосту трактора на підставі схеми, що представлена на рис. 2.5.

У просторовій системі координат тросове зусилля розкладеться на три складові:

$$T_x = T \cos \beta \sin \varphi; \quad (2.36)$$

$$T_y = T \cos \beta \sin \varphi; \quad (2.37)$$

$$T_z = T \sin \beta. \quad (2.38)$$

З них на поперечну стійкість впливатимуть складові, що знаходяться в площині координат yAz , тобто T_y і T_z .

Сили, що діють на трактор, розглядаються відповідно до величини сил, що діють на трактор (рисунок 2.13). Це видима відстань до цієї точки.

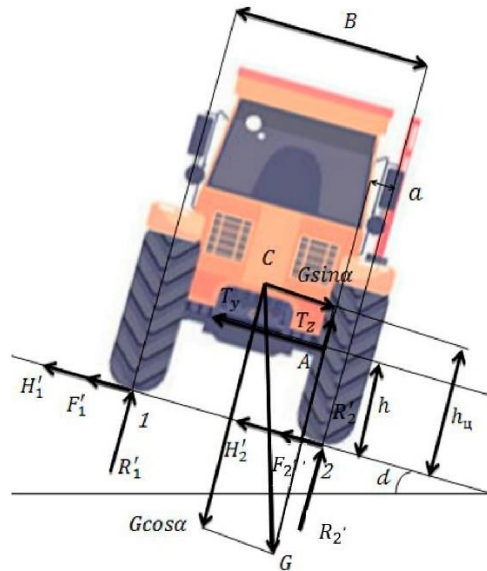


Рисунок 2.13 – Схема визначення статичного граничного кута поперечного ухилу МТА з підключеним стабілізатором

Складемо рівняння рівноваги відносно точки 2 для отриманої системи сил:

$$-R'_1 B + G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_u + T_y h + T_z a. \quad (2.39)$$

Передбачаємо перекидання трактора за умови $R'_1 = 0$ і при перетворенні отримуємо:

$$G \sin \alpha h_u = G \cos \alpha \frac{B}{2} + T_y h + T_z a, \quad (2.40)$$

тоді

$$1 = \frac{G \cos \alpha \frac{B}{2} + T_y h + T_z a}{G h_u \cos \alpha}, \quad (2.41)$$

при

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2 h_u} + \frac{T_y h + T_z a}{G h_u \cos \alpha}. \quad (2.42)$$

З урахуванням формул (2.34) та (2.35) отримуємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2 h_u} + \frac{T(\cos \beta \sin \phi h + \sin \beta a)}{G h_u \cos \alpha}. \quad (2.43)$$

При використанні шарнірно-зчленованого колісного горизонтального нахилувального пристрою МЕЗ, формула порівняння (2.35) та формула (2.43) можуть бути використані для підвищення безпеки під час роботи на похилій опорній поверхні.

Він визначається шляхом комплексного врахування таких факторів, як величина динамічного навантаження, яке машина може буксирувати, нові умови розподілу ваги машини, що фіксується, та оптимальний режим роботи машини, що фіксується, та коліс. Для випадку видів рептилій розглянемо рівняння (2.39) та (2.41) і наступні орієнтовні схеми 2.12 та 2.13. звичайно.

З виразу (2.30) (без підключеного стабілізатора):

$$R_1 = \frac{G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_y}{B}. \quad (2.44)$$

З виразу (2.39) (з підключеним стабілізатором):

$$R'_1 = \frac{G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_y + T_y h + T_z a}{B}. \quad (2.45)$$

При $\sum M_1 = 0$

$$-G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_y + R'_2 B + T_y h + T_z (B - a) = 0. \quad (2.46)$$

Тоді

$$R'_2 = \frac{G \cos \alpha \frac{B}{2} - G \sin \alpha h_y}{B} + \frac{T(\cos \beta \sin \varphi h + T \sin \beta a)}{B}. \quad (2.47)$$

З урахуванням (2.39) і (2.40):

$$R'_1 = 0,5G \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h_y}{B} + T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} + T \sin \beta \frac{a}{B}; \quad (2.48)$$

$$R'_2 = 0,5G \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h}{B} - T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{B - a}{B}. \quad (2.49)$$

Якісний вплив, визначення (2.44) сума (2.45):

$$K = \frac{R'_1}{R_1} = 1 + \frac{T(\cos \beta \sin \varphi h + \sin \beta a)}{G \left(\cos \alpha \frac{B}{2} - \sin \alpha h_u \right)}. \quad (2.50)$$

Зниження навантаження на колеса Фронтальний навантажувач МЕЗ розташовується над колесами.

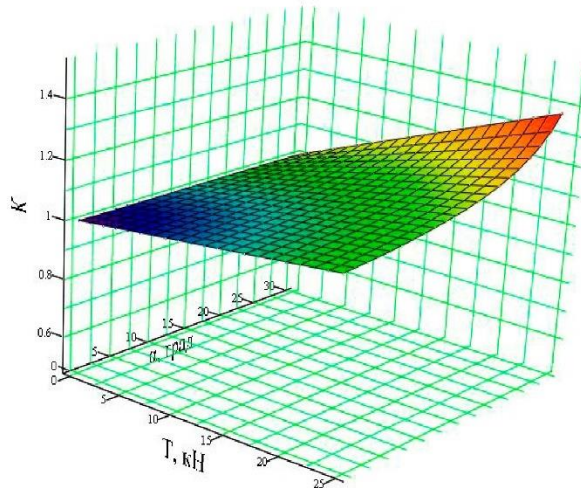


Рисунок 2.14 – Залежність коефіцієнта довантаження K колеса від зміни кута ухилу і зусилля, що виникає в тросовому зв'язку

Тут, шляхом аналізу коренів (2.44), (2.48) та (2.54), можна припустити, що в результаті колісний екранувальний пристрій (розташування двигуна на вершині пам'ятника) підключається до МЕЗ (фактична лінія 2.13) та покращується горизонтальне екранування механічного тягового обладнання.

Аналіз руху та вимог на дорозі поєднується з взаємодією з повітрям завдяки підвищеній вертикальній та горизонтальній стійкості.

Фактично, оригінальний англійський текст про силу між колесами та дорогою написаний так: «Горизонтальна сила на колесо під дією горизонтальної сили на колесо та вертикальної сили на дорогу під час реконфігурації»:

$$G \sin \alpha = \varphi_y (R_1 + R_2). \quad (2.51)$$

Стан матки, конструктивні особливості: матеріал матки. Ця орієнтація часто визначає кількість предметів, які можна прикріпити до поверхні.

Кінцевим результатом є сильні вертикальні сили реакції між поверхнею колеса та численними горизонтальними елементами.

Рівняння (2.31), (2.33) та (2.51) мають такий вигляд:

$$R_1 = G \left(\left[\frac{1}{\varphi_y} - \frac{h_y}{B} \right] \sin \alpha - 0,5 \cos \alpha \right). \quad (2.52)$$

Реакція поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться нижче схилом, визначається виразом

$$R_2 = G \left(\left[\frac{1}{\varphi_y} + \frac{h_y}{B} \right] \sin \alpha - 0,5 \cos \alpha \right). \quad (2.53)$$

З формул (2.52) та (2.53) видно, що зі збільшенням кількості горизонтальних додавань сила реакції на поверхні витягування зменшується.

Фактичні цілі цього дослідження зрозумілі, а кількість горизонтальних кріплень пов'язана з кількістю поверхонь підшипника маточини, реакцією спрямованих сил та ударом під час використання обладнання. Використовуючи (2.48), (2.49) та (2.53), розв'яжіть наступне рівняння, щоб обчислити величину сили реакційної поверхні, що діє на колесо, коли пристрій увімкнено:

для коліс, що знаходяться вище по схилу

$$R'_1 = \frac{G \sin \alpha - \varphi_y \left(0,5 G \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h}{B} - T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{B-a}{B} \right)}{\varphi_y}. \quad (2.54)$$

для коліс, що знаходяться нижче по схилу

$$R'_2 = \frac{G \sin \alpha - \varphi_y \left(0,5 G \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h}{B} + T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} + T \sin \beta \frac{B-a}{B} \right)}{\varphi_y}. \quad (2.55)$$

Враховуючи формули (2.48), (2.49) і (2.54), (2.55) коефіцієнт довантаження (розвантаження) K колеса, що враховує властивості опорної поверхні, що знаходиться вище по схилу, визначиться виразом:

$$K = 1 + \frac{T \left(\frac{h}{B} \cos \beta \cos \varphi + \frac{B-a}{B} \sin \beta \right)}{G \sin \alpha - \varphi_y \left(0,5G \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h_y}{B} \right)}, \quad (2.56)$$

а для колеса, що знаходиться нижче по схилу

$$K = 1 - \frac{T \left(\frac{h}{B} \cos \beta \cos \varphi + \frac{B-a}{B} \sin \beta \right)}{G \sin \alpha - \varphi_y \left(0,5G \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h_y}{B} \right)}. \quad (2.57)$$

В результаті, робочий стан заводу МЕЗ має великий вплив на його ефективність, а такі показники, як виробнича потужність, паливна ефективність та стабільність, зазнали значних змін.

Коли умови експлуатації перевищують стандартні, а придатність машини знижується, проблема може змінитися та посилитися..

2.2.4 Теоретичні дослідження щодо впливу перерозподільного пристрою на поздовжню стійкість машинно-тракторного агрегату

Метою запропонованої конфігурації є визначення вертикальної стійкості транспортного засобу., Рис. 2.15) Тау Таукбад (рисунок 2.16), вага транспортного засобу плюс поздовжня вісь транспортного засобу. – Оповідання з двох частин:

$$-GC + Y_{mn}l = 0, \quad (2.58)$$

$$Y_{mn} = G \frac{C}{l}, \quad (2.59)$$

$$-Y_{zn}l + G(l - C) = 0, \quad (2.60)$$

$$Y_{zn} = G \frac{l - C}{l}. \quad (2.61)$$

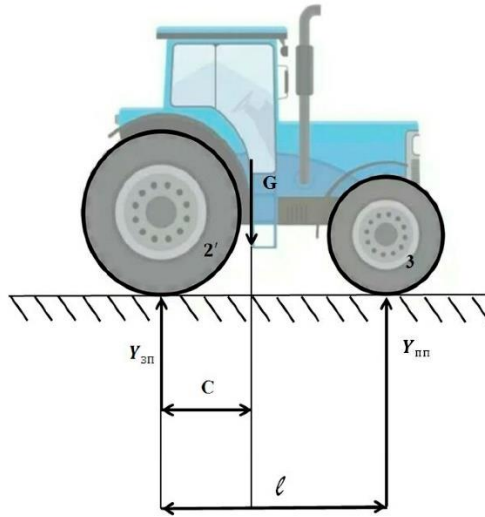


Рисунок 2.15 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при невідключеному пристрої

Розглянемо формування силових – на рис. 2.16.

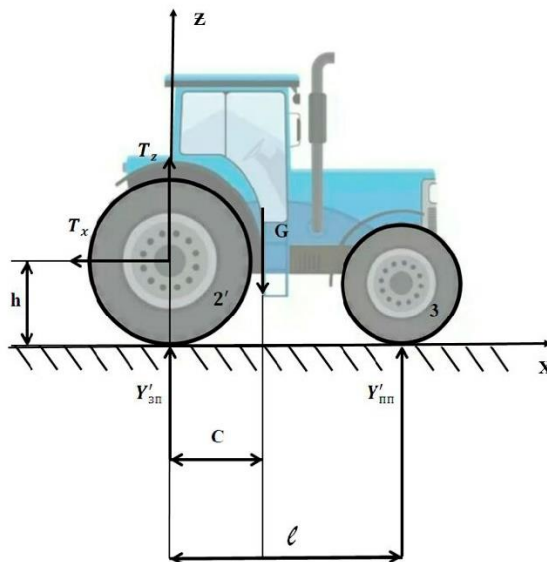


Рисунок 2.16 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при включеному пристрої

Для цього складемо рівняння рівноваги для опор трактора:

$$T_x h + Y'_{нн} l - GC = 0, \quad (2.62)$$

$$Y'_{нн} = G \frac{C}{l} - T_x \frac{h}{l}, \quad (2.63)$$

$$-Y'_{зн} l - T_z l + T_x h + G(l - C) = 0, \quad (2.64)$$

$$Y'_{zn} = G \frac{l-C}{l} + T_x \frac{h}{l} + T_z. \quad (2.65)$$

З урахуванням виразів (2.63), (2.64), (2.65) отримуємо:

$$Y'_{mn} = G \frac{C}{l} - T \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l}, \quad (2.66)$$

$$Y'_{zn} = G \frac{l-C}{l} + T \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l} - T \sin \beta. \quad (2.67)$$

У цьому випадку, за допомогою покрокових розрахунків, можна передбачити робочий цикл правого переднього двигуна та силу, спрямовану на нижню поверхню правого переднього двигуна, а також силу, спрямовану на нижню поверхню правого заднього двигуна.

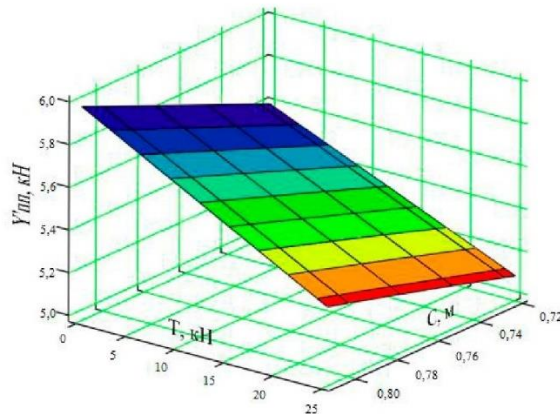


Рисунок 2.17 – Вплив потужності джгута проводів та прямої відстані від центру машини на передню частину знаряддя та сили реакції на поверхні машини.

Аналіз передачі Рисунок 2.17 Підсумок 2.18 Можна зробити висновок, що при відкритті обладнання вертикальна реакція сили правого колеса лотка збільшиться, а сила з'єднувального дроту значно зросте.

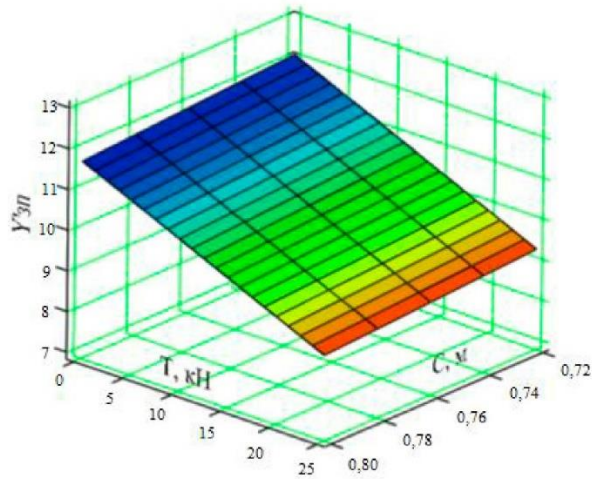


Рисунок 2.18 – Позитивний вплив сили на рух обладнання та сили внизу, зумовлені відстанню між транспортним центром та електричним з'єднанням

Розглядаючи процес збору даних, ми діємо крок за кроком, а реакції виражаються наступним чином: – Коли машина рухається, вертикальна сила внизу лівого заднього двигуна є реакцією – Коли машина рухається, вертикальна сила внизу лівого переднього двигуна є реакцією:

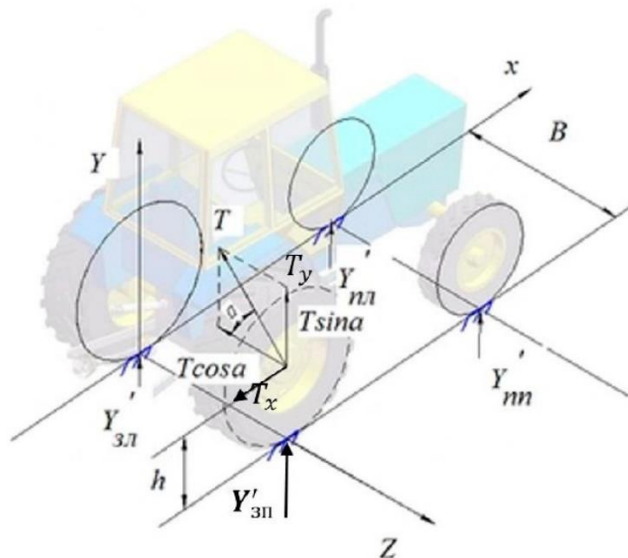


Рисунок 2.19 – Схема визначення вертикальних реакцій опор при роботі пристрою перерозподілу ваги

Отримуємо:

$$Y'_{mn} = \frac{G0,5B - T_y B - T_z h}{B} = 0,5G - T_y - T_z \frac{h}{B}. \quad (2.68)$$

$$Y'_{nl} = \frac{Ga - T_x h - Y'_{nl} l}{l} = G \frac{a}{l} - T_x \frac{h}{l} - 0,5G + T_y + T_z \frac{h}{B}. \quad (2.69)$$

$$Y'_{zn} = G - T_y - Y'_{nl} - Y'_{nn} = G - T_y - G \frac{a}{l} + T_x \frac{a}{l} = G \left(1 - \frac{a}{l}\right) - T_y + T_x \frac{h}{l}. \quad (2.70)$$

Тоді, з урахуванням виразів (2.69), (2.70), при математичному спрощенні отримуємо рівняння вертикальних реакцій для опор трактора при роботі пристрою:

$$Y'_{nn} = 0,5G - T \cos \beta \cos \varphi - T \sin \beta \frac{h}{B} = 0,5G - T \left(\cos \beta \cos \varphi + \sin \beta \frac{h}{B} \right), \quad (2.71)$$

$$Y'_{nl} = G \left(\frac{a}{l} - 0,5 \right) - T \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l} + T \cos \beta \cos \varphi + T \sin \beta \frac{h}{B}, \quad (2.72)$$

або

$$Y'_{zn} = G \left(1 - \frac{a}{l}\right) - T \cos \beta \left(\sin \varphi \frac{h}{l} - \cos \varphi \right). \quad (2.73)$$

Тоді

$$Y'_{nl} = G \left(\frac{a}{l} - 0,5 \right) + T \left(\cos \beta \cos \varphi + \sin \varphi \frac{h}{B} - \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l} \right). \quad (2.74)$$

SigmaPlot версії 11.0 — це інтерактивна 3D-квадратна модель (акустична поверхня), що базується на використаних розрахунках. 2.20 означає, що нове розподільче обладнання введено в експлуатацію, електричне з'єднання підключено до джерела живлення, вертикальне навантаження збільшено, і ситуація є дуже ненормальною.

З цього рисунка видно, що висота опущеного обладнання збільшується від 0,1 метра до 0,25 метра, а висота опущеного обладнання збільшується від 0,2 метра до 0,45 метра. Водночас вертикальне навантаження на ведучі колеса літака збільшилося до 0–800 кг.

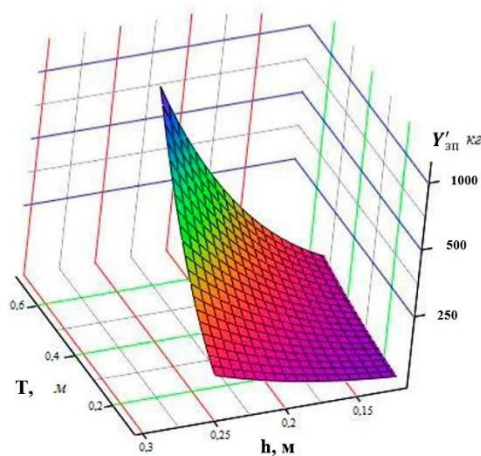


Рисунок 2.20 – Поверхня відгуку взаємодії параметрів

2.3 Теоретичні дослідження щодо впливу запропонованого пристрою на величину продуктивності МТА

Продуктивність серійного машинно-тракторного агрегату визначається за загальновідомою формулою [7, 8]:

$$W = 0,36B_p V_p \tau, \quad (2.75)$$

де B_p – робоча ширина захвату агрегату; V_p – робоча швидкість руху; τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Офіцер (2.76) Окремі аспекти рибальського спорядження включають: технологію будівництва (покриття підрозділу та бойова швидкість) та технологію організації (комплексне використання часу ротації). Теоретичні положення дослідження, запропоновані ваги обладнання, додаткові ваги, основні формули, вплив конференції на тягу:

$$P_{кс} = \varphi G_{сц}, \quad (2.76)$$

де φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги; $G_{сц}$ – зчіпна вага трактора.

Тоді для експериментального агрегату дотичну силу тяги буде знайдено за формулою:

$$P_{ке} = \varphi(G_{сц} + G_d). \quad (2.77)$$

де G_δ – додаткова зчіпна вага, що приходить на рушії за рахунок перерозподілу ваги між колесами трактора.

Коли нове важке розподільче обладнання буде доставлено до використання, навантаження на передні колеса трактора може бути зменшено, а навантаження на задні ведучі колеса – розвантажено. Сума формули (2.74) та передньої поверхні основи (2.75), плюс вага задніх коліс під час роботи:

$$G_\delta = T \left(\cos \beta \cos \varphi + \sin \varphi \frac{h}{B} - \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l} \right). \quad (2.78)$$

Введемо позначення зміни зчіпної ваги залежно від додатково переданого навантаження як ΔG , де:

$$\Delta G = T \left(\cos \beta \cos \varphi + \sin \varphi \frac{h}{B} - \cos \beta \sin \varphi \frac{h}{l} \right). \quad (2.79)$$

Таким чином, рівняння дотичної сили тяги для експериментального агрегату набуває вигляду:

$$P_{ке} = \varphi (G_{ци} + \Delta G). \quad (2.80)$$

Дотична сила тяги серійного трактора складається з двох складових:

$$P_k = P_{кр} + P_f, \quad (2.81)$$

де $P_{кр}$ – тягове зусилля трактора; P_f – сила опору руху.

Виходячи з формули (2.81), тягове зусилля, що розвивається трактором:

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (2.82)$$

Виразимо тягове зусилля $P_{кр e}$ експериментального агрегату, яке розвивається трактором з урахуванням формул (2.80) і (2.82):

$$P_{кр e} = \varphi (G_{ци} + \Delta G) - P_f. \quad (2.83)$$

Використовуючи залежність між тяговим зусиллям та шириною захвату з урахуванням формул (2.82) та (2.83), отримаємо робочу ширину захвату МТА:

$$B_p = \frac{\beta K_{кр} P_{кр}}{K} = \frac{\beta K_{кр} (\varphi [G_{ци} + \Delta G] - P_f)}{K}. \quad (2.84)$$

На підставі отриманих виразів, продуктивність експериментального МТА з пропонованим пристроєм в залежності від величини довантаження і тягового зусилля дорівнюватиме:

$$W_e = 0,36V_p \tau \frac{\beta K_{кр} (\varphi [G_{сц} + \Delta G] - P_f)}{K}. \quad (2.85)$$

Аналіз формул (2.83) та (2.85) показує, що використання пропонованого пристрою дозволяє підвищити продуктивність МТА за рахунок збільшення тягового зусилля.

Використовуючи формулу (2.76), виразимо коефіцієнт використання зчіпної ваги:

$$\varphi = \frac{P_k}{G_{сц}}. \quad (2.86)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (2.77), (2.78), (2.86), виразимо коефіцієнт зчіпної ваги:

$$\varphi_e = \frac{(G_{сц} + \Delta G) + P_f}{G_{сц} + \Delta G}. \quad (2.87)$$

Згідно з офіційним (2.86) та офіційним японським (2.87) аналізом, обладнання є випробувальною машиною з низьким коефіцієнтом використання ваги.

Пропускна здатність сильно залежить від МТА:

$$\delta = \frac{0,248\varphi_k}{1 - 3,077\varphi_k^2}, \quad (2.88)$$

де φ_k – коефіцієнт використання зчіпної ваги.

Для експериментального агрегату формула (2.88) набуває вигляду:

$$\delta_e = \frac{0,248\varphi_e}{1 - 3,077\varphi_e^2}. \quad (2.89)$$

З урахуванням раніше отриманих формул (2.87) вираз (2.89) можна подати так:

$$\delta_e = \frac{0,248 \frac{(G_{cy} + \Delta G) + P_f}{G_{cy} + \Delta G}}{1 - 3,077 \left(\frac{(G_{cy} + \Delta G) + P_f}{G_{cy} + \Delta G} \right)^2}. \quad (2.90)$$

Розглянемо формування робочої швидкості МТА залежно від отриманих величин.

У загальному випадку робоча швидкість руху для серійного агрегату дорівнює:

$$V_p = V_m(1 - \delta). \quad (2.91)$$

Виразимо величину продуктивності для експериментального агрегату з урахуванням формул (2.76), (2.85), (2.87), (2.90), (2.91):

$$W_e = 0,36 \left(\frac{\beta K_{кр} \left(\frac{(G_{cy} + \Delta G) + P_f}{G_{cy} + \Delta G} \right) G_{cy} + \Delta G - P_f}{K} \right) V_m \left(1 - \delta \frac{0,248 \frac{(G_{cy} + \Delta G) + P_f}{G_{cy} + \Delta G}}{1 - 3,077 \frac{(G_{cy} + \Delta G) + P_f}{G_{cy} + \Delta G}} \right) \tau. \quad (2.92)$$

Проаналізовано залежність зайнятого простору, відносного співвідношення обладнання до обладнання, комплексного використання ваги та високої швидкості транспортування й високої врожайності МТА.

2.4 Теоретичні дослідження щодо розподілу ефективної потужності МТА

Якщо ефективність тягової сили поєднується з комбінацією розподілу індивідуальних типів сили опору, МТА може досягти горизонтального балансу ефективності під час руху по прямій у динамічній ситуації у ВОМ [38]:

$$N_{mc} = N_{mpc} + N_{\delta c} + N_{крс} + N_{fc}, \quad (2.93)$$

де N_{mpc} – втрати потужності в трансмісії трактора; $N_{\delta c}$ – втрати потужності на буксування трактора; $N_{крс}$ – гакова потужність трактора; N_{fc} – втрати потужності трактора на перекочування.

Для досягнення збалансованих компонентів використовуються інтелектуальні формули.

Перш ніж користувач набуде залежності, ми аналізуємо ваги щойно призначеного обладнання відносно компонентів балансу продуктивності.

При цьому N_{mpc} можна визначити за формулою:

$$N_{mpc} = N_{mc} - (1 - \eta_{mp}), \quad (2.94)$$

де η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Тоді величина втрат потужності у трансмісії експериментального трактора дорівнює:

$$N_{mpc\ e} = N_{mc\ e} - (1 - \eta_{mp}). \quad (2.95)$$

Втрати потужності на перекочування визначаються за формулою:

$$N_{fc} = \frac{G_{mpc} f V_p}{3,6}, \quad (2.96)$$

де G_{mpc} – зчїпна вага серійного трактора; V_p – робоча швидкість руху трактора; f – коефіцієнт опору перекочування.

Для експериментального трактора цей показник дорівнюватиме:

$$N_{fc\ e} = \frac{G_{mpc\ e} f V_m \left(1 - \frac{0,248 \frac{(G_{cu} + \Delta G) + P_f}{G_{cu} + \Delta G}}{1 - 3,077 \frac{(G_{cu} + \Delta G) + P_f}{G_{cu} + \Delta G}} \right)}{3,6}, \quad (2.97)$$

де $G_{mpc\ e}$ – вага експериментального трактора.

Тягова потужність трактора $N_{кр}$, визначається за рівнянням:

$$N_{крс} = \frac{P_{кр} V_p}{3,6}, \quad (2.98)$$

де $P_{кр}$ – тягове зусилля трактора. Для експериментального трактора цей показник дорівнюватиме:

$$N_{крс\ e} = \frac{\varphi(G_{сц} + \Delta G) - P_f V_m \left(N_{крс} = \frac{P_{кр} V_p}{3,6} \right)}{3,6}. \quad (2.99)$$

Величину потужності, що витрачається серійним трактором на буксування, пропонується визначити за формулою:

$$N_{\delta c} = N_{mc} \delta, \quad (2.100)$$

де δ – величина буксування трактора.

Тоді для експериментального трактора отримуємо:

$$N_{\delta c\ e} = N_{mc\ e} \left(\frac{0,248 \frac{(G_{сц} + \Delta G) + P_f}{G_{сц} + \Delta G}}{1 - 3,077 \frac{(G_{сц} + \Delta G) + P_f}{G_{сц} + \Delta G}} \right). \quad (2.101)$$

Отже, рівняння виражається, і можливе зниження ефективності втрат, а також новий розподіл доступної ефективності зменшується.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Завдання експериментальних досліджень

Друга частина аргументації базується на теоретичному викладі та аналізі, а експеримент з вимірювання прогресу проводиться в реальних умовах експлуатації.

Крім того, вертикальна сума та вплив горизонтального розміру визначаються кількістю необхідних переказів.

1. Результати випробувань розподілу ваги обладнання та поздовжнього та поперечного впливу розтягувальної машини.

2. Вивчення розподілу ваги конструкції МТА, тягових характеристик МЕЗта характеристик паливного бака обладнання.

3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень

Головною метою дослідження є вивчення сфери ефективного використання існуючої мобільної енергії.

Окремі питання стосуються, зокрема, малих ферм, які мають обмежену кількість сільськогосподарських угідь, основні джерела енергії – колісні, а також довговічні машини класу 1,4...2.

Виберіть наступний хід дослідження:

1. Серія МТЗ-80 (рисунок 3.1).

2. МТЗ-80 (сторінка 3.2).



Рисунок 3.1 – Серійний трактор МТЗ-80



Рисунок 3.2 – Експериментальний трактор МТЗ-80

3.3 Порівняльні характеристики об'єктів досліджень та умови проведення експериментальних досліджень

У процесі вивчення технології вирощування сільськогосподарських культур використовується селективний колісний мобільний енергетичний транспортний засіб. Дослідження проводяться на невеликих ділянках з кутами нахилу понад 10 градусів. Сільськогосподарська техніка в наявності.

3.3, 3.4, загальний 3.5 орієнтовне обладнання, висота, бортовий транспортний засіб, вертикальна загальна, горизонтальна та якісна конфігурація (бортовий транспортний засіб, система живлення, пристрій міжколісного зміщення).

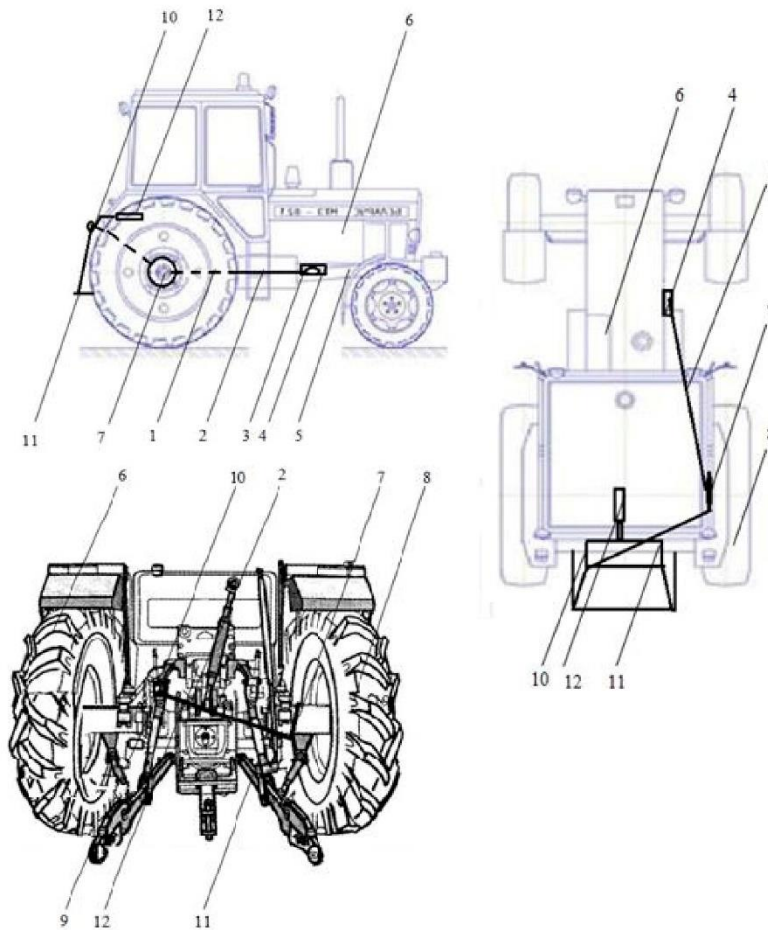


Рисунок 3.3 – Принципова схема колісного трактора з встановленим міжколісним стабілізатором ходової системи (МСХС)

Обладнання 1 інтегрованого тягового з'єднання системи повітряного потоку тягової машини з валом руху коліс (МСХС), пристрій тягового з'єднання 1: гнучкий кабель живлення 2 (стандартний тяговий кабель), кабель має гачок 4 у кронштейні, з'єднання може досягати рами локомотива 5, технічного отвору 6, осьової опори 7, верхнього механізму 8, другої частини 6, рами локомотива 5, технічного отвору 6, осьової опори 7, верхнього механізму 8, другої частини 6, рами локомотива 597119 та вище заднього шатунського з'єднання.

Принцип роботи цього пристрою полягає в наступному: перед початком роботи оператор машини повинен підключити гнучкий дротяний роз'єм живлення 2 (круглий стандартний тяговий кабель) до похилої поверхні кінця 3 двигуна 8 та за допомогою цього роз'єму дістатися до технічного отвору машини 6 на рамі 5 до кронштейна. 4. Паралельно 7-му перерізу 8-го перерізу тіла. Також є 9 тракторів, 6 верхніх балонів з робочою рідиною та 12 регуляторів. 11. Безпечне буксирування та кріплення вантажного обладнання 1. Після цього відрегулюйте задню частину 11 вертикально за допомогою прозорої пляшки з рідиною 12, розтягніть гнучкий кабель живлення 2 та навантажте автоматичний двигун 8 частиною ваги між віссю та новим розподільником, зробивши механічну робочу систему паралельною з високим рівнем стійкості.



Рисунок 3.4 – Трактор класу 1,4 з МСХС (вид фронтальний)

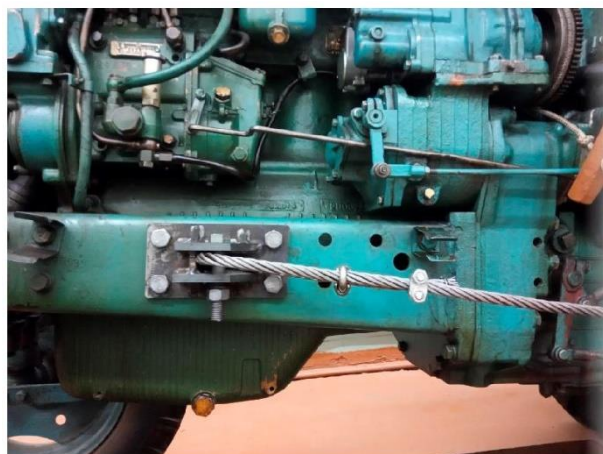


Рисунок 3.5 – Трактор класу 1,4 з встановленим МСХС (вид профільний)

В експериментах також використовувалася рекомендована конструкція стабілізатора поперечної стійкості МЕЗ з навісним сільськогосподарським знаряддям. Схема пристрою представлена на рис. 3.6.

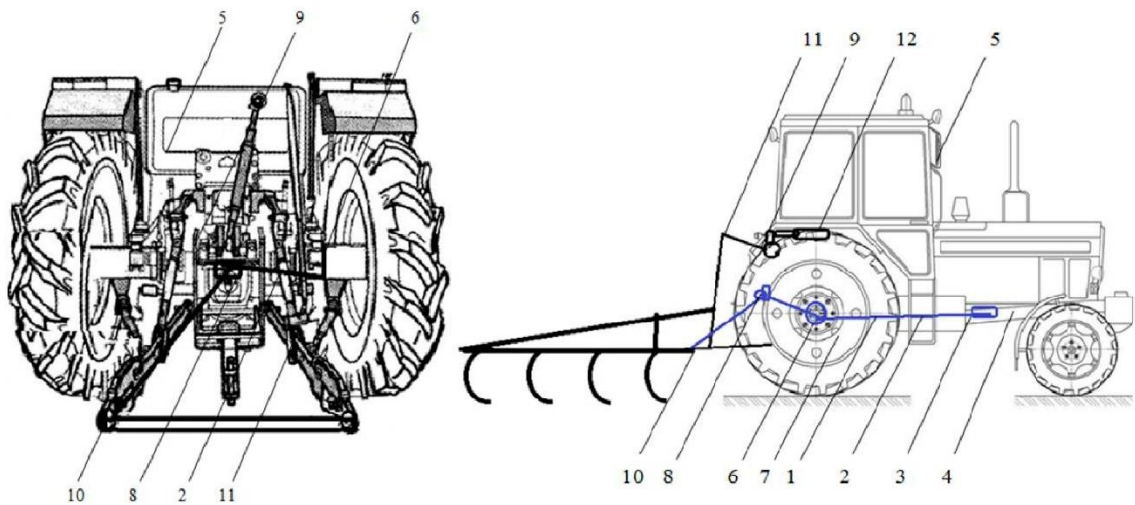


Рисунок 3.6 – Стабілізатор поперечної стійкості колісного трактора
Колісна горизонтальна просіювальна машина має комплексний тягово-носійний пристрій 1, один кінець якого закріплений на кронштейні 4, зверху, на кронштейні 4, на мобільному обладнанні 7 транспортного засобу, на кронштейні 6, на валу, гнучке силове з'єднання 2, наскрізний кронштейн 8, а кільцевий обмежувач на кронштейні 8 досягає з'єднувального елемента 10 та з'єднаний з площиною шатуна 11 2.

Принцип роботи обладнання такий: 5 прозоре з'єднання обладнання тягової системи 1 збірка поперечного скринінгового пристрою колісної машини. Цей вкладиш з'єднаний з кронштейном 3, кронштейн 3 з'єднаний з трактором 4, верхнім трактором 5, технічним отвором, кронштейн 3 з'єднаний з кінцем, підключає лінію живлення до підключення живлення 2 опори кронштейна 3, кронштейн 3 з'єднаний з трактором 5, заднім 9, верхнім кронштейном 8. 12 обмежує трактор 5 для підключення підключення живлення 211 до навколишнього середовища.

11 12 Водночас, новий двошаровий розподільний натягувач 5 та натягувач 7 на гнучкому дротяному силовому з'єднанні розподіляють навантаження,

забезпечуючи більшу міцність з'єднання та безпеку сільськогосподарської техніки під час роботи, запобігаючи перекиданню.

Ліанну Ндеку Боорі І. Серед них область з найрівнішим рельєфом та найпологим нахилом становить 2 градуси, а область з найбільшим нахилом — 18 градусів.

3.4 Засоби вимірювань під час проведення польових випробувань

Випробування тяги трансмісії, завершене дослідження, фактична продуктивність системи руху, міжкільцева грохочуча машина, вплив тягових характеристик та координаційних характеристик. Було проведено випадкове порівняння використаних машин. Перевірте швидкість обертання ведучого колеса тягової машини тощо (рисунок 3.7). Числове вимірювання, згадане в попередньому абзаці, стосується вимірювання, виконаного за допомогою вимірювальних приладів.



Рисунок 3.7 – Вимірювання частоти обертання ведучих коліс трактора



Рисунок 3.8 – Вимірювання тягового зусилля



Рисунок 3.9 – Вимірювання пройденого шляху



Рисунок 3.10 – Вимірювання ваги, що припадає на ведучі колеса трактора

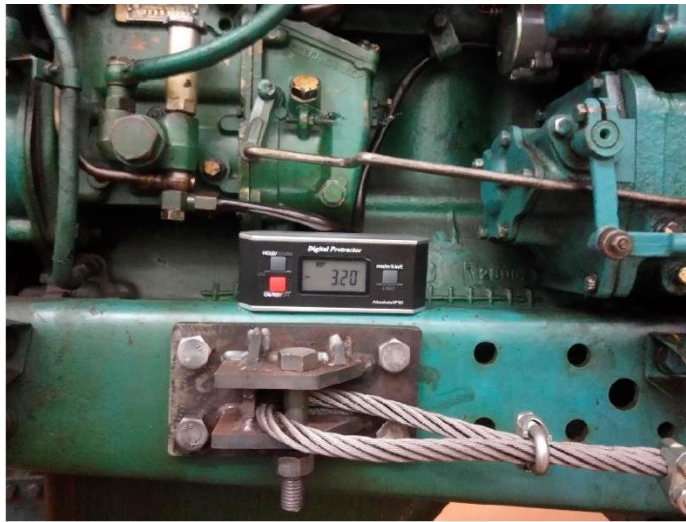


Рисунок 3.11 – Вимірювання поздовжнього кута нахилу трактора



Рисунок 3.12 – Вимірювання поперечного кута нахилу трактора

3.5 Вимірювання технологічних параметрів

3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ

Використання різних приладів дозволить проводити вимірювання на бортових машинах. Визначені методи тяги детально описані в [3-5].



Рисунок 3.13 – Бортовий вимірювальний комплекс

Тензометрична ланка тарирувалася перед початком та наприкінці випробувань (рис. 3.14, 3.15).



Рисунок 3.14 – Тарування тензометричної ланки

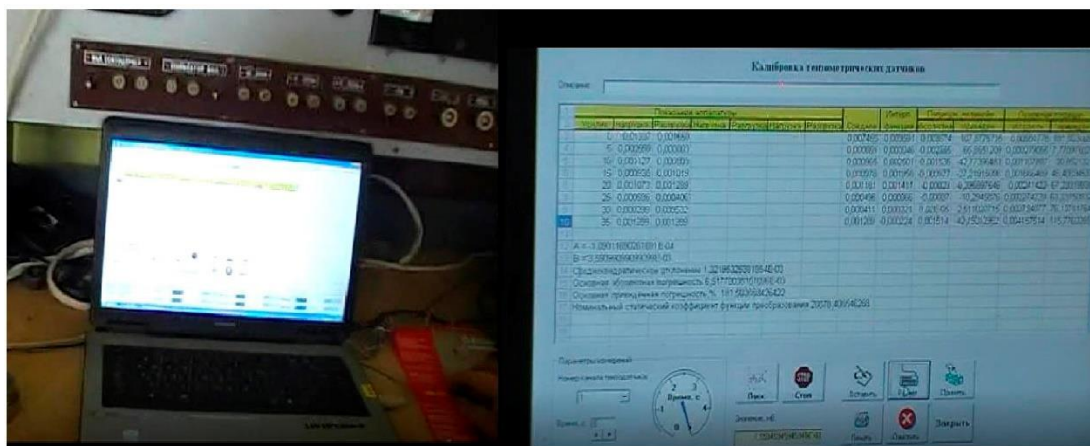


Рисунок 3.15 – Фрагмент тарування тензOMETричного ланки

3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на ведучі колеса МЕЗ

Завершення обстеження додаткове навантаження динамічної системи МЕЗ, кінець терміну служби MVSK (V) MVSK-10-3-A Електронні платформні ваги для обстеження громадського дорожнього транспорту, граничний обсяг обстеження 10 (посилання 3.16)..



Рисунок 3.16 – Ваги платформні електронні МВСК(В)

3.5.3 Вимірювання кута нахилу

Для вимірювання поздовжньо-поперечного кута нахилу використовувався інклінометр Absolute Digital Protractor (рис. 3.17)



Рисунок 3.17 – Інклінометр Absolute Digital Protractor

3.5.4 Вимірювання частоти обертання ведучих коліс МЕЗ

Детальний опис методу вимірювання швидкості руху коліс рухомого транспортного засобу наведено в [9-15]. Рис. 3.7 Фрагмент вимірювання частоти руху колеса.

Ось офіційні розрахунки з використанням теоретичних швидкостей:

$$V_m = \frac{2\pi r_k n_k}{t}, \quad (3.1)$$

де t – час дослідження; r_k – динамічний радіус кочення ведучого колеса МЕЗ; n_k – частота обертання ведучого колеса МЕЗ.

Кривизна ведучого колеса МЕЗ визначається наступним чином: існуюча модель повітряного автомобіля МЕЗ рухається горизонтально по місцевості, і встановлюються два незалежні блоки. Ведучі колеса МЕЗ не ковзають (без тягового навантаження).

Визначено напіввизначений вміст алкоголю МЕЗ [3-5]:

$$r_k = \frac{L}{2\pi n_{xx}}, \quad (3.2)$$

де L – шлях, пройдений за дослідження; n_{xx} – кількість обертів ведучих коліс трактора при холостому ході на довжині мірного гону.

3.5.5 Вимірювання пройденого шляху та буксування МЕЗ

Відстань вимірюється за допомогою тягової машини з датчиками, встановленими на колесах (рисунок 3.8). Водночас, щоразу, коли колесо

МЕЗ повертається на одне коло, встановлюється датчик, вмикається лінія електропередач № 8, а записи системи розслідування транспортного засобу коригуються. Рівняння [3-15] було визначено в процесі дослідження.:

$$L = 2\pi r'_k n = 2\pi r_k N / 8, \quad (3.3)$$

де n – число обертів шляховимірювального колеса МЕЗ; r'_k – радіус кочення шляховимірювального колеса МЕЗ; N – кількість імпульсів по лічильнику.

Робоча швидкість агрегату визначалася за виразом:

$$V_p = \frac{L}{t}. \quad (3.4)$$

Буксування ведучих коліс МЕЗ визначалося за загальновідомою формулою:

$$\delta = \frac{V_m - V_p}{V_m}. \quad (3.5)$$

3.6 Визначення основних фізико-механічних властивостей ґрунту

Було визначено три основні показники: температуру, вологість, твердість і щільність. Корисна інформація про композити 3.18 Дисплей.



Рисунок 3.18 – Вологомір, твердомір, занурювальний температурний датчик

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжньо-поперечну стійкість МЕЗ

Я бачу. Бойові можливості МЕЗKoshino є одним з ключових показників його бойової ефективності, яким є його поздовжня сума та здатність до поперечної деформації.

Основним критерієм горизонтального впливу є МЕЗ.

Було розроблено дві вертикально нахилані системи передачі. Під час повороту транспортного засобу повністю встановлюються передні колеса МЕЗта визначаються координати центру ваги. Під час спуску, коли задні колеса МЕЗ повністю навантажені, а транспортний засіб нахилений, визначте координати центру ваги та відстань між передньою та задньою осями.

Коли поверхня плівки повністю завантажена, відбувається горизонтальне обертання. Дійсно, без нормальної реакції Землі, повна орбіта, маса та вертикальні координати центру тяжіння визначаються.

У дослідженнях [3-10] зазначається, що вага спеціального обладнання для передачі потужності та нового тягового обладнання, оснащеного двигуном, базується на вазі основного корпусу та може бути використана для забезпечення високої вертикальної та горизонтальної стійкості. Зверніть увагу, що ваги автора знаходяться в межах МТА, і що тягові та з'єднувальні характеристики МЕЗтакож змінюються. Отже, поточними цілями дослідження є збільшення вертикального навантаження на ведучі колеса МЕЗ, збільшення висоти вертикальної та горизонтальної стійкості, а також одночасне збільшення висоти поєднання зчеплення та якості. Поточна друга частина презентації прогресу теоретичного дослідження, прозоре використання скринінгу коліс до коліс (МСХС), можливий вертикальний та горизонтальний скринінг транспортних засобів з високою мобільністю, адаптація власної системи МТА для інтенсивного руху.

4.1.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поперечну стійкість МЕС

Завершено дослідження якісного впливу МСХС у горизонтальній площині та завершено дослідження розгортання літака рівня 1,4 з колісною формулою 4х2. Результати наведено на сторінках 4.1 та 4.3.



Рисунок 4.1 – Фрагмент експериментальних досліджень з перерозподілу зчїпної ваги

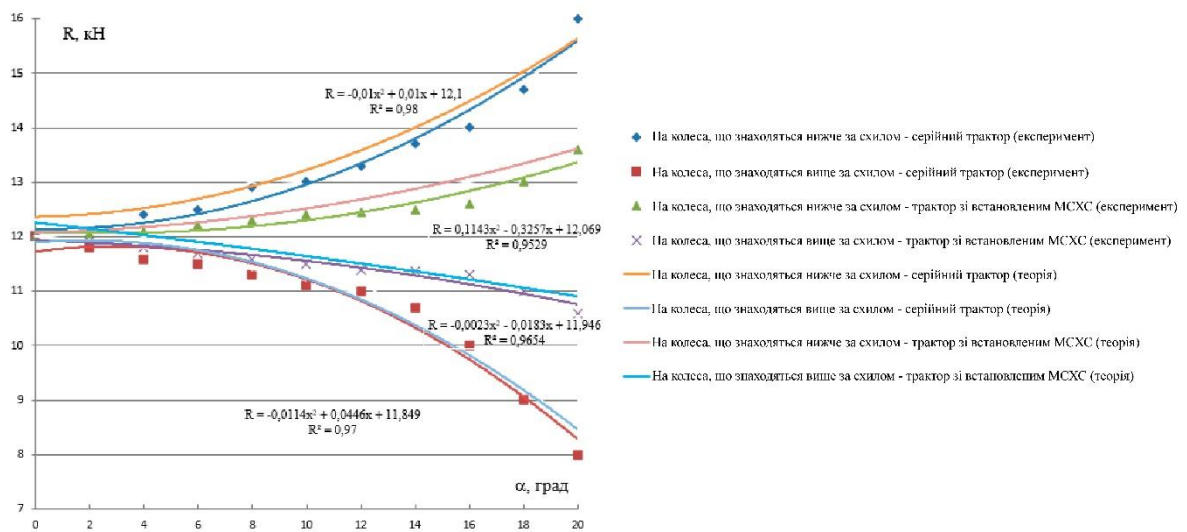


Рисунок 4.2 – Вплив кута нахилу на перерозподіл ваги МТА (поперечну стійкість)

Проаналізуйте прогресію кількості рухів для отримання простору, збільшення кута нахилу, додавання нової ваги та вертикального навантаження на ведучі колеса машини. Колеса розташовані горизонтально, із загальним

розподілом ваги 12 кН на обидва боки машини. Зі збільшенням кута нахилу вага поступово розподіляється між колесами з різних боків трактора. Через збільшення ваги вертикальне навантаження машини у відносно низькому положенні, яке все ще становить 12 кН, збільшується до 16 кН, а у відносно високому положенні, яке також становить 12 кН, зменшується до 8 кН. Мета вертикальне навантаження МСХС, розробленої для транспортного засобу, такі: коли транспортний засіб знаходиться у відносно низькому положенні, вертикальне навантаження збільшується на 12 кН до 13 кН, а коли транспортний засіб знаходиться у відносно високому положенні, вертикальне навантаження збільшується на 12 кН до 11 кН. На цьому етапі падіння навантаження МСХС, що використовується під час верхнього натягування, становить менше 4 кН.



Рисунок 4.3 – Фрагмент експериментальних досліджень з перерозподілу зчпної ваги

В рамках цього дослідження ми побудували силу реакції поверхні МТА та кут нахилу магнітного поля під час відмови пристрою МСХС. Чисельний аналіз показує, що в діапазоні $0\sim 15^\circ$ зміна сили реакції поверхні, спричиненої обладнанням, становить до 7%. З іншого боку, коли температура починає підвищуватися до 15 градусів, запропонований пристрій МСХС приймає силу реакції колеса в нижньому положенні, що зменшує силу реакції колеса на 15%, одночасно збільшуючи силу реакції колеса у вищому положенні на 29%..

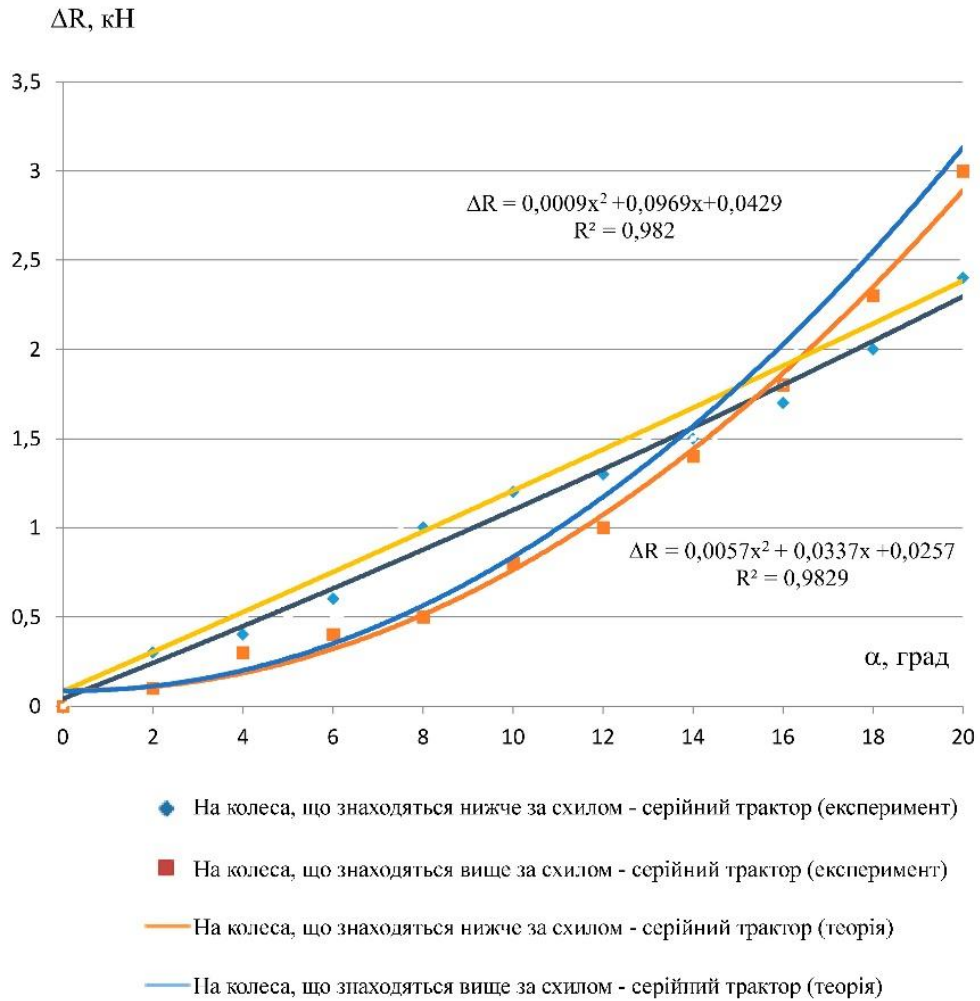


Рисунок 4.4 – Вплив кута нахилу на зміну реакції поверхні МТА за рахунок використання пристрою МСХС (поперечну стійкість)

Відомо, що на величину поперечної стійкості великий вплив має ширина колії МЕЗ. З метою перевірки впливу ширини колії на поперечну стійкість проведено експериментальні дослідження, що представлені на рис. 4.5.

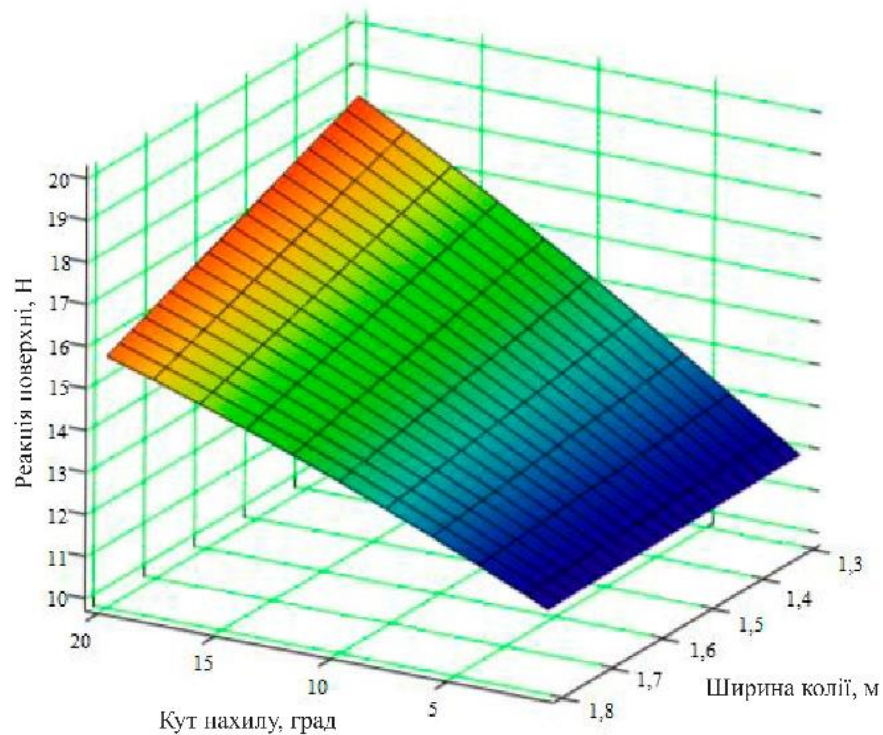


Рисунок 4.5 – Вплив кута нахилу та ширини колії на перерозподіл ваги МТА (поперечну стійкість)

У другій частині представлено теоретичний розрахунок зменшення та нерівномірності вертикального навантаження на колесо під час безперервної дії ролика, коли кут кочення та кут нахилу збільшуються одночасно. Коли кут нахилу контакту з ґрунтом становить 5° , вертикальне навантаження на колесо зменшується на 1,46% на кожні 0,1 м збільшення висоти колії. Мінімальна висота, досягнута на висоті 1,8 м, коли колія знаходиться на рейках, становить 11,24 кН, а мінімальна висота, досягнута на висоті 1,3 м, коли колія знаходиться на рейках, становить 11,76 кН. Коли машина працює в полі з нахилом 15 градусів, висота нижніх коліс збільшується завдяки системі вертикального навантаження. Коли колісна база дорівнює 0,1, максимальне збільшення вертикального навантаження на колесо становить 3,46%; при колісній базі 1,3 максимально можливе навантаження становить 18,34 кН.

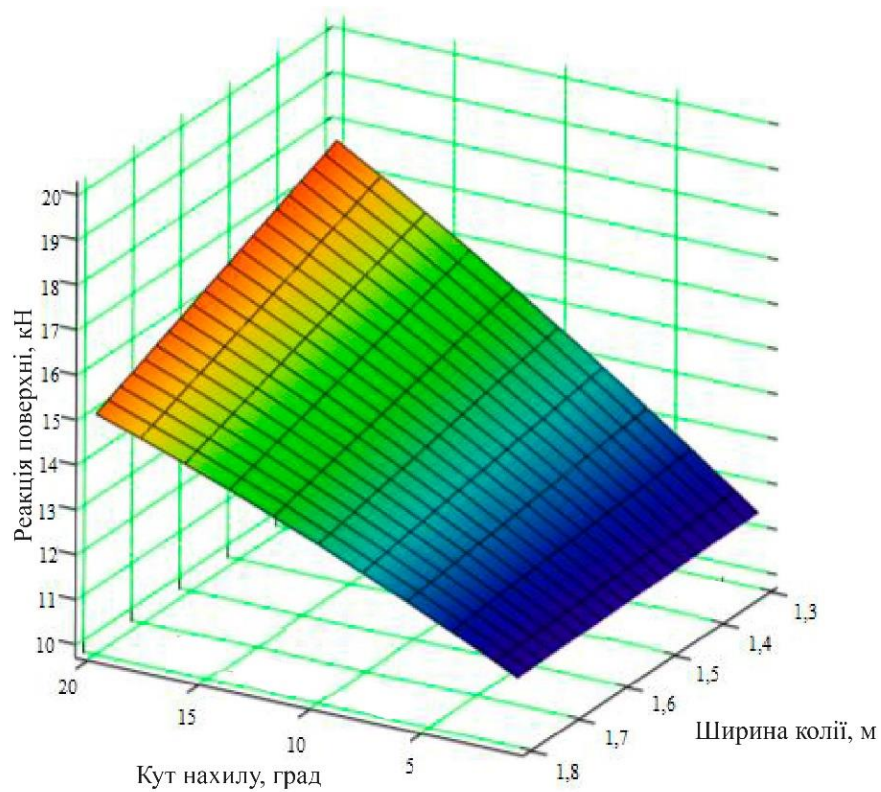


Рисунок 4.6 – Вплив кута нахилу та ширини колії на перерозподіл ваги МТА (поперечну стійкість).

Метою експерименту було розглянути другу частину засвоєння наукових правил, зробити висновки та представити узгодженість отриманих результатів, а також розглянути якісний вплив МСХС. Після публікації фактичних результатів дослідження, взаємодія з місцевим населенням призвела до втрати якості. Серія звітів про розслідування на місці показує, що висота машини становить 0,1 м, максимальна висота – 5°, вертикальне навантаження на транспортний засіб – 1,37%, а мінімальна висота – 0,1 м. Швидкість руху машини становить 10,52 кН на відстані 1,8 м, а потужність зростає до 11,05 кН на відстані 1,3 м. Коли кут нахилу рисового поля досягає 15 градусів або більше, вертикальне навантаження на транспортний засіб збільшується.

Колія зменшується на 0,1 метра на годину, навантаження на колеса збільшується на 3,26%, довжина кола колії становить 1,3 метра, а навантаження досягає 17,23 кН.

Для досягнення поточної мети в країні було випробувано серію моделей з урахуванням поточного стану нового важкого розподільчого обладнання МСХС. Наведено результати експериментального дослідження, а тягову силу, що використовується тяговою системою, можна регулювати відповідно до відповідного діапазону сил та впливу вертикального навантаження на колеса тягової системи. Максимальний кут огляду збільшується на 0,1 м або 7 градусів, вертикальне навантаження на колеса збільшується на 1,23%, а максимальний ухил дороги збільшується на 1,8 м. Під час роботи під землею на високому схилі вертикальне навантаження на вершину схилу значно зменшується. Зменште обсяг фінансування, змініть розмір зустрічі та отримайте багато грошей. Струм становить 1,3 кН. Коли машина використовується на похилій поверхні з кутом нахилу 15 градусів або більше, вертикальне навантаження на поверхню значно зменшується.

4.1.2 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжню стійкість МЕС

Дослідницьке твердження: Рівні ліній електропередачі сприяють високому МТА. Водночас, затвердження змін вертикальних координат центру ваги техніки та трактора також вплинуло на покращення стійкості положення МЕЗ та технічних характеристик МТА. Було підтверджено вплив сили реакції ґрунту під час будівництва вдосконаленої системи експлуатації МЕЗ, а також кута вертикального схилу та вертикального навантаження, спричинених встановленням МТА на МТА (рис. 4.7 та 4.8).

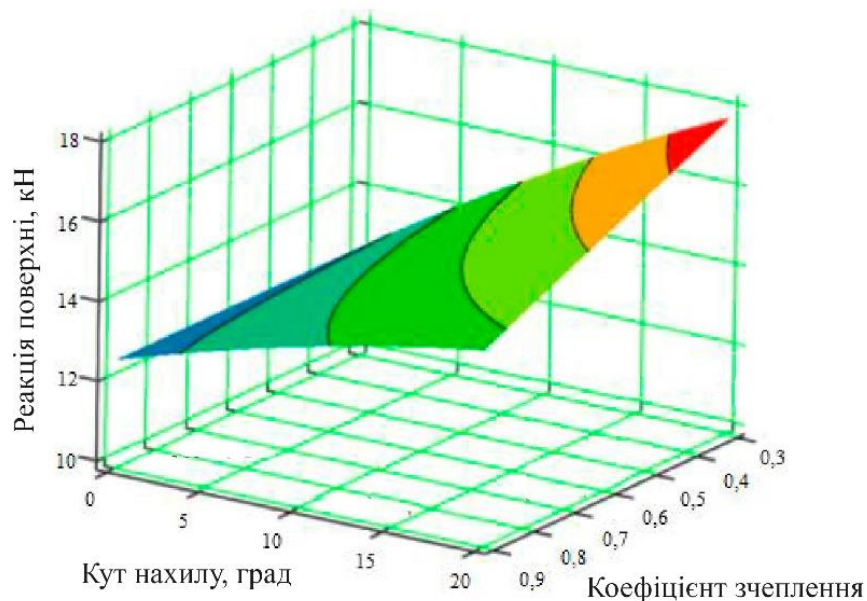


Рисунок 4.7 – Вплив кута нахилу та коефіцієнта зчеплення у поздовжньому напрямку на перерозподіл ваги експериментального МТА (теоретичні дослідження)

Прозорий вертикальний додаток з кількома вимірами місцевості, складними дорожніми умовами, горизонтальними вимірами, циклами польових робіт, вагами МТА, вагами та новими ефектами розподілу та взаємодією з місцевістю. Після оприлюднення фактичних висновків, статус-кво та подібні типи сил на поверхні мали значний вплив, що призвело до ваги та нових розколів МТА..

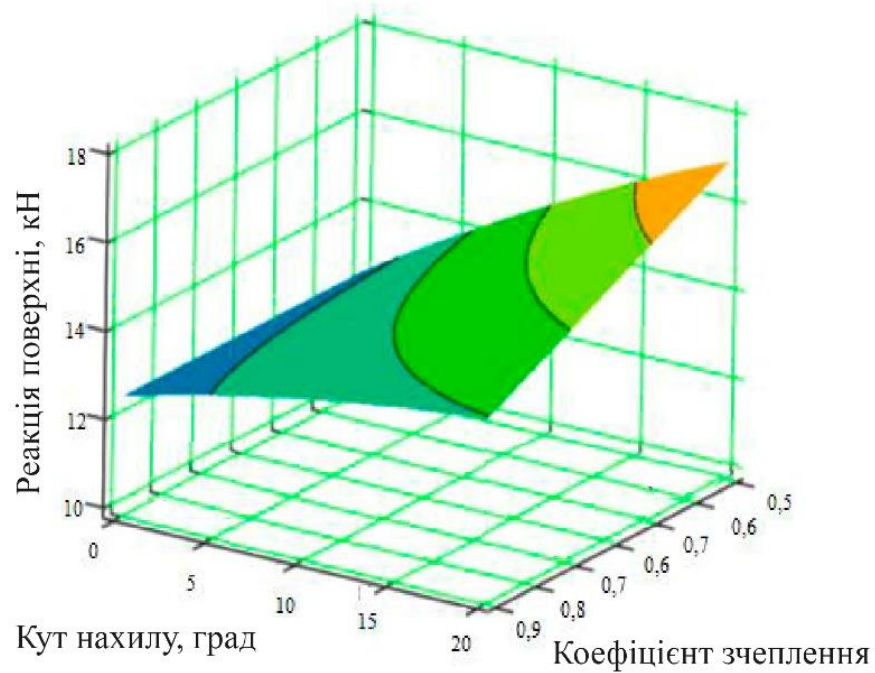


Рисунок 4.8 – Вплив кута нахилу та коефіцієнта зчеплення в поздовжньому напрямку на перерозподіл ваги експериментального МТА (колеса, що знаходяться нижче по схилу (експериментальні дані))

При куті 20° сила пасивної реакції дороги транспортного засобу збільшилася на 1,24 кН, а після встановлення бортового пристрою МСХС сила пасивної реакції дороги транспортного засобу зменшилася на 0,98 кН. Під час роботи одразу після оранки сила реакції дороги, що діє на транспортний засіб, змінилася на 4,9 кН, але її можна було б зменшити на 3,4 кН, якби нове важке розподільче обладнання використовувалося прозоро.

Коли кут нахилу збільшується до 20° , сила реакції поверхні шліфувального круга на верхню частину столу зменшується до 3,14 кН у випадку встановлення МЕЗта до 2,82 кН у випадку встановлення МСХС.

Завдяки використанню цього противагового пристрою, під час роботи трактора, сила реакції вертикальної сили електричного з'єднання, що діє на нижню поверхню правого переднього двигуна, може бути зменшена з 6,12 кН до 5,23 кН, а сила реакції вертикальної сили нижньої поверхні правого заднього двигуна може бути зменшена з 12,24 кН до 8,14 кН. Ліву задню частину

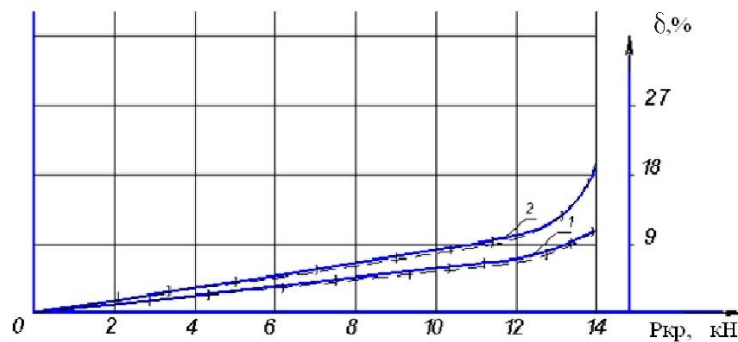
зменшили до 7,24 кН, а силу реакції збільшили з 12,13 кН до 15,68 кН. Під час руху знаряддя сили на нижній стороні колеса знаряддя змінюються, а зі збільшенням сили електричного з'єднання зі знаряддям також змінюється його вага. Наведено результати експериментального дослідження для контролю вертикального навантаження на колеса літака в межах відносного діапазону висоти та максимального коригування умов експлуатації.

4.2 Результати тягових випробувань МЕЗ із пристроєм перерозподілу навантаження

Завдяки тяговій здатності МЕЗ, фактичні тягові характеристики можуть бути забезпечені відповідно до фактичних тягових характеристик. Результати випробувань прогресу щодо тягових характеристик МЕЗ4.9.

У цьому контексті всі галузі повинні розвиватися єдиним чином. Фізико-механічні властивості, подібні до земних, 26...28%.

Усі машини серії МТЗ-80 мають спеціальні установки та змінюють швидкість під час вимірювання струмової характеристики.



1 – експериментальний мобільний енергетичний засіб; 2 – серійний мобільний енергетичний засіб; ----- – експериментальні дослідження; —— – теоретичні дослідження.

Рисунок 4.9 – Залежність тягового зусилля від величини буксування МЕЗ

Експериментальні дослідження показали, що система тяги МЕЗ використовує потужне розподільче обладнання для зменшення прослизання за умов гомологічної тяги МЕЗ. У цей час, коли сила кріплення становить 13,6

кН, швидкість ковзання тягової машини становить 15,52%, а швидкість ковзання розгорнутої тягової машини МСХС — 9,1%. Юкамі, автор: Збільшення зчеплення з дорогою та рівномірне збільшення коефіцієнта ковзання трактора та тягача. Коли збільшення становило 14,0 кН, перше пропорційне збільшення становило 22%, а перше пропорційне збільшення у фактичному випробуванні становило 11,2%. У цьому випадку кількість МЕЗможна зменшити завдяки встановленню в прозорому сховищі.

Коли трактор зафіксовано, його фактична сила тяги відома, наприклад, сила тяги 12,1 кН еквівалентна 11,2% сили тяги повнорозмірного трактора, тоді як фактична сила тяги трактора становить 7,4%. Серед них, під час вимірювального випробування, коефіцієнт ковзання фактичного обладнання був вищим, на рівні 25...28%, а сила тяги була нижчою, на рівні 12,6%.

ВИСНОВКИ

Таким чином, було проведено теоретичні та практичні дослідження кількісних, вертикальних, горизонтальних та якісних наукових питань технології мобільних енергетичних транспортних засобів, і отримано такі висновки:

1. Аналіз показує, що природа, клімат та умови України мають значний вплив на ефективність, тягу, координацію та інші характеристики силових транспортних засобів.

2. Запропоновано метод проектування та вибору розрахунку поздовжнього та поперечного якісного пристрою вдосконаленої колісної електромеханічної МЕЗ, а також перевірено ефективність цього методу.

3. Теоретичні та експериментальні дослідницькі групи продемонстрували вплив розподілу ваги на горизонтальні та вертикальні характеристики та продуктивність МТА. У цей час швидкість руху збільшується від 0° до 20° , постійне навантаження на колеса молодшого порядку збільшується від 12 кН до 16 кН, а вертикальне навантаження, що несуть колеса вищого порядку, збільшується від 12 кН до 8 кН. Розподіл МЕЗ та вертикального навантаження для судового МСХС є наступним: рівень дорожнього покриття збільшується від 0° до 20° , а випробувальний заїзд проводиться у відносно низькому положенні. Вертикальне навантаження на колеса збільшилося з 12 кН до 13 кН, а вертикальне навантаження на колеса у вищих положеннях зменшилося з 12 кН до 11 кН. Менше 4 кН.

4. Оголошено результати, прийнято новий розподіл комбінованих ваг, скориговано вертикальні навантаження та покращено характеристики тягової комбінації МЕЗ. Результати випробувань показують, що новий розподільчий пристрій, що використовується в системі живлення МЕЗ, може зменшити ковзання системи МЕЗ під дією відповідної сили тяги. У цей час, коли сила тяги становить 13,6 кН, швидкість ковзання стандартного трактора становить 15,52%, а швидкість ковзання розгорнутого трактора МСХС — 9,1%. Коли сила тяги

збільшується до 14,0 кН, вищезгадані коефіцієнти відновлення становлять 22% та 11,2% відповідно.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Білоконь Я.Ю., Окоча А. Трактори і автомобілі: Підручник.–К.: Урожай, 2002. – 318с.
2. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / А.Ф. В.Ф. Орлов, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука – К.: Грамота, 2003 – Кн.1: Трактори. – 336 с
3. Антощенко В.М. Трактори та автомобілі. Ч.4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання // Навчальний посібник / В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедєв та інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – Харків, 2006. – 164 с.
4. Лебедєв А.Т. Трактори та автомобілі. Ч. 3.Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедєв, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.
5. Нові мобільні енергетичні засоби України // Навчальний посібник / Надикто В.Т., Крижачківський М.Л.,Кюрчев В.М., Абдула С.Л. – 2006. – 337с.
6. Солтус А.П. Визначення вагового стабілізуючого моменту, викликаного поперечним нахилом шворня // Машинознавство / А.П. Солтус, С.М. Черненко. – Львів. – 2002. – № 7(61).
- 7.Chen S.-S. Out-of-plane vibration and stability of curved tubes conveying fluid / S.-S. Chen // Trans. ASME: J. Appl. Mech. – 2018. – Vol.40, N 2. – P.362-368.
8. Johnson R.O. The stability of simply supported tubes conveying a compressible fluid / R.O. Johnson, J.E. Stoneking, T.O.Carley // J. Sound and Vibr. – 2005. – Vol.117, N 2. – P.335-350.
9. Kisliakov D. Investigation of the dynamic interaction between a high-pressure pipeline and the moving liquid inside under seismic loading / D. Kisliakov // Earthq. Eng. Struct. Dyn. – 1999. – Vol.19, N 8. – P. 1143-1152.
10. Namachchivaya N.S. Non-linear dynamics of supported pipe conveying pulsating fluid. I. Subharmonic resonance. II. Combination resonance / N.S.

Namachchivaya // Int. J. Non - Linear Mech. – 2013. – Vol.24, N 3. – P. 185-196, 197-208.

11. Thompson, J.M.T. Static elastica formulations of a pipe conveying fluid / J.M. Thompson, T.S. Lunn // J. Sound and Vibr. – 2012. – Vol.77, N 1. – P.127-132.

12. Weaver D.S. On the dynamic stability of fluid conveying pipes // D.S. Weaver, T.E. Unny // Trans ASME: J. Appl. Mech. Ser. E. – 2022. – Vol.40, N 1. – P.48-52.

13. Benjamin, T.B. Dynamics of a system of articulated pipes conveying fluid /T.B.Benjamin // Proc. Roy. Soc.: London. Ser. A. – 2020. – Vol.261, N 1307. – P.457-486, 487-499.

14. Prinja, N.K. Large rotation, large strain analysis of pipe whip with flow choking / N.K.Prinja, N.R.Chitkara // Nucl. Engng. Des. – 2016. – Vol.93, N 1. – P.69-81.

15. Krasnevsky L.G. Background and Prospects of Development of Automatic Transmissions of Mobile Vehicles / Krasnevsky L.G. // Topical issues of engineering science: Edited volume. OIM NAN of Belarus, Minsk – 2012, Edition. 1 – pp. 108–114.

16. Derzhansky V. B., Taratorkin I. A. Forecasting of dynamic loading of hydromechanical transmissions of transport vehicles. – Yekaterinburg: UrB Russian Academy of Sciences, P. 176, 2010.

17. Michael Nosonovsky, Vahid Mortazavi Friction-Indused Vibrations and Self- Organization: Mechanics and Non-Equilibrium Thermodynamics of Sliding Contact / Publisher: CRC Press, DOI: 10.1201/b15470-9, 2013/01/01.

18. Barbe J.R. 1969 Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids, Proc. R. Soc. Lond. Vol. A312, 381–394.

19. Lee K. & Dinwiddie R.B. 1998 Conditions of frictional contact in disk brakes and their effects on brake judder, SAE 980598.

20. Yeo T. & Barber J.R. 1996 Finite element analysis of the stability of staticthermoelastic contact, J.Thermal Stresses, Vol. 19, 169–184.

ДОДАТКИ