

**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 опорної прохідності неповнопривідного колісного
трактора класу 1,4»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Гладчук Є.О.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Кініченко Андрій Олександрович

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів

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

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Кініченку Андрію Олександровичу

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення опорної прохідності неповнопривідного колісного трактора класу 1,4»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «06» грудня 2023р. №2217 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 31.05.2023
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: технічні та тягові характеристики колісних тракторів універсально-просапного типу; загальні конструктивні показники та технічні характеристик 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 «09» лютого 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Кініченко А.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 74 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації та ілюстрована 36 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Підвищення опорної прохідності неповнопривідного колісного трактора класу 1,4»

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень виявлено вплив пристрою з перерозподілу ваги на поперечну стійкість та продуктивність МТА. Так при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса серійного трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 16 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 8 кН. Для МЕЗ із встановленим МСХС відповідно перерозподіл вертикального навантаження склав: при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 градусів до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса експериментального трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 13 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 11 кН. Таким чином, застосування МСХС не дозволило знизити навантаження на рушій, що знаходиться вище по схилу, в межах 4 кН за рахунок перерозподілу ваги.

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	38
2.3 Теоретичні дослідження щодо впливу запропонованого пристрою на величину продуктивності МТА	43
2.4 Теоретичні дослідження щодо розподілу ефективної потужності МТА	47
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	49
3.1 Завдання експериментальних досліджень	49
3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень.....	49

3.3 Порівняльні характеристики об'єктів досліджень та умови проведення експериментальних досліджень	50
3.4 Засоби вимірювань під час проведення польових випробувань	54
3.5 Вимірювання технологічних параметрів	57
3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ	57
3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на ведучі колеса МЕЗ.....	58
3.5.3 Вимірювання кута нахилу	58
3.5.4 Вимірювання частоти обертання ведучих коліс МЕЗ.....	59
3.5.5 Вимірювання пройденого шляху та буксування МЕЗ	60
3.6 Визначення основних фізико-механічних властивостей ґрунту	60
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	61
4.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжньо-поперечну стійкість МЕЗ	61
4.1.1 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поперечну стійкість МЕС	62
4.1.2 Результати експериментальних досліджень щодо визначення впливу МСХС на поздовжню стійкість МЕС.....	67
4.2 Результати тягових випробувань МЕЗ із пристроєм перерозподілу навантаження	70
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74

ВСТУП

З урахуванням перспективного розширення обсягів сільськогосподарських площ, необхідні розробка та застосування технічних та технологічних рішень, що сприяють культурному освоєнню земельних ділянок, що мають великий кут ухилу або під'їзні шляхи з високою поздовжньою або поперечною крутістю доріг, і які в даний час не використовуються через відсутність спеціальних енергетичних засобів для їхньої обробки.

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

Предмет дослідження – вивчення закономірностей, що визначають вплив процесів перерозподілу зчіпної ваги на підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів при виконанні механізованих робіт на дрібноконтурних полях та земельних ділянках, що мають значний кут ухилу.

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

Сучасна регіональна система землеробства має базуватися на глибокому аналізі та комплексному обліку всіх взаємодіючих факторів, що впливають на сільськогосподарське виробництво. При цьому її основою служить як технічна забезпеченість підприємств та економічна доцільність сільськогосподарського виробництва, так і вплив природно-кліматичних, ландшафтних умов, забезпечення процесу кваліфікованими трудовими ресурсами [8].

Технічна забезпеченість підприємств, навіть за її високого ступеня насиченості та оновлення, не зможе повністю розкрити свій потенціал без грамотних та ефективних логістичних та оптимізаційних рішень у матеріально-технічному постачанні, при здійсненні ґрунтообробних, збиральних та транспортних робіт, а також проведення наукового аналізу застосовуваних технологій на регіональному та державному рівнях.

Проблемі підвищення ефективності використання енергетичних засобів, як важливої складової агротехнологічних процесів, на польових та транспортних роботах у сільському господарстві за різних природно-кліматичних, ландшафтних умов та стані опорної поверхні присвячені дослідження багатьох авторів.

Так, підвищенню ефективності використання МЕЗ на транспортних роботах присвячено дослідження Н.В. Алдошина [3, 4], О.М. Баранського [5], Ю.А. Гуськова [2, 3], Ф.С. Завалішина [7], С.А. Іофінова [8], А.Ю. Ізмайлова [8], З.Ф. Кривуци [8], А.І. Новожилова [11], В.А. Петрушова [13], Н.Ф.Скурятинна [15], С.Д. Сметнева [12], І.І. Трепененкова [16], В.С. Філонова [19], інших вчених [10, 12, 13, 15, 17] Автори численних досліджень [2, 3, 6, 7] дійшли висновку, що підвищити ефективність

функціонування транспортно-технологічного та енергетичного забезпечення агропромислового комплексу можливо за рахунок скорочення номенклатурних видів вантажів, об'єднання транспортних операцій, що дозволить знизити транспортні витрати та зменшити потребу у рухомому складі [9, 16].

При цьому впровадження в агропромислове виробництво нових сучасних систем машин [13, 15], формування високоефективних транспортних комплексів [5, 6, 7], поряд з удосконаленням технологій ґрунтообробки [1, 2, 3, 9], догляду за посівами [1, 5, 8] та транспортування сільськогосподарських культур [19, 20], визначається застосуванням результативних логістичних методів [7, 8] при забезпеченні оптимального узгодження суміжних транспортних та технологічних операцій [2, 7, 8, 9].

Питання підвищення ефективності за рахунок поліпшення тягово-зчіпних властивостей тракторів сільськогосподарського призначення відбито у працях Д.С. Гапіча [3], А.М. Панасюка [9], Н.І. Селіванова [8], В.А. Скотнікова [15], А.М. Ємельянова [9], С.А. Шишлова [18], С.В. Щитова [1, 2], та багатьох інших авторів [2, 9, 10].

Стабілізації руху сільськогосподарських комплексів та формуванню агрегатів на основі результатів досліджень, присвячені роботи П.А. Амельченко [1], Є.М. Асманкіна [2], А.В. Богданова [5], А.В. Войтикова [7], В.В. Гуськова [9], І.С. Житенко [13], Г.К. Каптюшина [15], В.М. Кільдюшкіна [17], Г.М. Кутькова [10] та інших дослідників.

Дослідженню чинників «стійкості» ходової системи автомобілів і тракторів присвятили свої роботи такі вчені, як Д.А. Антонов [7], І.П. Здоровців [9], Б.П. Демидович [12], С.А. Іофінов [13] та інших авторів. Загальним висновком авторів є необхідність врахування показників стійкості агрегату та супутніх факторів, що впливають на тягові та гальмівні характеристики, керованість, здатність чинити опір бічному ковзанню при плануванні та виконанні як транспортних, так і сільськогосподарських операцій [2, 6, 7, 8].

Стійкість під час руху як колісних, і гусеничних ходових систем нерозривно пов'язана з поняттям перекидання. Питаннями стійкості проти перекидання займалися як закордонні [1, 2, 5], так і вітчизняні дослідники: Ю.Г.Горшков [6], С.В. Бахмутов [1], А.К. Болотов [2], В.А. Петрушова [13], інші автори [14, 18, 20].

Їхні роботи дозволяють обґрунтувати технологічні параметри руху та виконання робіт як колісними тракторами, так і спеціальними транспортними засобами застосуванням прийомів регулювання тиску в шинах та способами стабілізації напрямку руху.

Основи руху МТА в умовах схилених земель закладено та досліджено Є.А. Чудаковим [1], яким було запропоновано обґрунтування теорії кочення еластичного колеса та визначено фактори, що впливають на стійкість руху МТА, такі як бічна складова ваги агрегату, що викликає поперечні зсуви ґрунту у плямі контакту та деформацію колісного рушія. Подальшого розвитку запропоноване обґрунтування знайшло у працях Д.А. Антонова, В.В. Гуськова, Я.М. Певзнера, Я.Є. Форобіна, що вивчали явища бічного відведення еластичного колеса в сукупності його конструкції та технологічних параметрів.

Сільськогосподарське виробництво та дотримання зональної технології в зонах ризикованого землеробства, вимагає ретельного підбору комплексу досить витратних як агротехнічних, так і економічних заходів, при цьому доцільно оптимальне застосування відповідної сучасної агротехніки з впровадженням нових технологій, пов'язаних як з удосконаленням енергетичних засобів, так і сільськогосподарських машин [4, 7, 11].

Враховуючи, що сучасною тенденцією агропромислового комплексу України є перехід на енергетичні засоби з колісною ходовою системою, виробничники приділяють особливу увагу МЕЗ із розширеним тяговим діапазоном, доцільність використання яких підтверджує техніко-економічний аналіз, що показує, що використання існуючих засобів

механізації із заміною гусеничних тракторів на колісні з розширеним тяговим діапазоном дає значний економічний ефект [12].

Як показує експериментальна практика, прибуток від використання тракторів тягового класу 14 кН, з розширеними тяговими характеристиками, у вищому класі 30 кН, з урахуванням значного завантаження протягом року, а також нижчої балансової вартості безпосередньо пов'язаний з меншими відрахуваннями на додаткові витрати, реновацію та ремонтний фонд [13].

Необхідність забезпечення сталого стабільного руху агрегатів ще важливіша при застосуванні технологій точного землеробства, що посилює вимоги адаптивності техніки до агроландшафтів та природно-кліматичних умов використання. При цьому проблему стабілізації траєкторії руху пропонується вирішувати як за рахунок впровадження підрулюючих пристроїв та автопілотів [14], так і розробки та впровадження автоматичних безступінчастих трансмісій, що спостерігається на прикладі продукції провідних закордонних фірм-виробників New Holland, John Deere, Fendt.

У роботах [5, 9] авторами достовірно встановлено, що при ухилі місцевості в $6...7^\circ$ відбувається значне зниження поступальної швидкості МТА. При цьому при роботі на схилах $10...11^\circ$ корисна тягова потужність трактора знижується на $25...27\%$ [2, 3, 6].

Крім того, бічний зсув МТА від траєкторії руху призводить до збільшення маршруту, зменшення врожайності, погіршення умов праці механізатора та порушення ергономічних вимог до техніки при проведенні робіт [14, 17].

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

Аналіз способів та технічних рішень поліпшення курсової та поперечної стійкості, проведених у сучасному рівні техніки показує, що відомо достатню кількість прийомів та методів, що володіють науковою новизною [3, 5, 6, 13, 18, 20]. Так проблему стійкості руху по похилій

поверхні пропонується вирішити за допомогою примусового кратного відхилення вектору напрямку руху ведучого колеса від заданого напрямку руху. Однак знос, сповзання і нищпорення агрегату з відхиленням від технологічного коридору, що збільшується, також призводять до підвищеної питомої ефективної витрати палива, зниження продуктивності агрегату і зменшення врожайності оброблюваних культур [7, 12, 14].

Використання баластування коліс [5], здвоювання рушіїв [7] та переобладнання універсального трактора в низькокліренсний варіант за допомогою встановлення коліс зменшеного діаметра з одночасним розширенням колії [9], за допомогою чого досягається зниження центру ваги і, отже, підвищення стійкості руху МЕЗ, також не є основним способом поліпшення технологічних характеристик, оскільки їх застосування збільшує масу МЕЗ та питому витрату палива.

Закордонними виробниками розроблені та пропонуються на ринку модифікації тракторів з автоматичним зміщенням баласту, як у поперечній, так і поздовжній базі залежно від режиму роботи трактора [8, 10, 15]. Однак, ця конструкція має високу вартість і не може бути придбана сільськогосподарськими організаціями з невисокою прибутковістю та невеликими посівними площами.

Відомі також конструкції, на які отримані патенти на інтелектуальну власність, і пропонують поліпшити курсову та поперечну стійкість за рахунок застосування в конструкції трактора шнекових рушіїв [13], стабілізації руху трактора за допомогою повітряної сили тяги [3] та регулювання положення центру мас за допомогою застосування пристроїв, маніпулюючих координатами його розміщення [16].

Разом з пропозицією інноваційних конструкцій, призначених для вирішення завдань стабілізації курсової стійкості, авторами розглядалися й питання оцінки стійкості МЕЗ та їх теоретичного обґрунтування в умовах експлуатації, що змінюються.

Так у роботі [13] досліджувався процес відхилення від траєкторії руху трактора в міжряддях, запропоновано математичне обґрунтування криволінійності його руху, близького на вигляд до синусоїди, був встановлений коефіцієнт стійкості руху K'_{YD} , який дорівнює:

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

Запропонований коефіцієнт враховує як конструкційні характеристики трактора, його технологічні параметри, так і умови руху МТА, що дозволило визначити критичні значення відхилень на встановленій ділянці шляху за будь-яких ландшафтних характеристик. Жілейкін М.М. в роботі [7], присвяченій підвищенню курсової та траєкторної стійкості колісного трактора 4К4 за рахунок перерозподілу крутних моментів по ведучих колесах, а також за рахунок підрулювання керованими колесами запропонував ввести поняття показника відносної ефективності $O_{E\Phi}$ роботи комплексної системи стабілізації, що показує, на скільки відсотків знижується середньоквадратичне відхилення координати y_2 від нуля під час руху коли працює система, що підвищує стійкість руху МТА порівняно з випадком руху за відсутності стабілізуючого управління та формулу для його обчислення:

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

де CKO_{Yconst} – середньоквадратичне відхилення координати y_2 від нуля для випадку руху, коли працює система, що створює стабілізуючий вплив; CKO_{Y_0} – середньоквадратичне відхилення координати y_2 від нуля для випадку руху при відсутності стабілізуючого впливу.

Розробки математичних моделей механізмів та машин, призначених для модернізації серійних агрегатів представлені у працях та роботах Я.М.

Певзнера [13], І. К. Пчелініна [14]. Запропоновані ними результати дозволили розширити обсяг теоретичних знань про стійкість руху колісних машин.

Питання поперечної стійкості тракторів з різною величиною колії передніх та задніх коліс розглянуті в роботах [8] та [17], де автори пропонують кут поперечної стійкості α визначати з виразу, що враховує розташування координати центру мас трактора:

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

де d – плече осі перекидання відносно центру мас трактора, м, h_y – висота розташування центру мас трактора, м; β – кут нахилу осі перекидання до поздовжньої осі трактора, град; b – величина колії, м; c – відстань від задньої ведучої осі трактора до вертикальної проекції центру мас трактора, м.

При цьому координати розташування центру мас трактора передбачається визначати дослідним шляхом, враховуючи зміну ваги, що діє на рушії при різних кутах нахилу машини в поздовжній площині.

Розташування центру мас (ЦМ) є одним із найбільш значущих факторів досягнення стабілізації руху МТА, що підтверджується в роботах [8, 14], де автори пропонують проводити розрахунок розташування ЦМ залежно від маси та взаємного розташування окремих вузлів машини. Пропонуються наступні залежності положення ЦМ:

– для вертикальної координати h_y :

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

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

– для горизонтальної координати c :

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

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 :

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

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

Разом з тим, запропонований математичний апарат є досить незручним у застосуванні. Так, при його використанні необхідне знання як вагових характеристик основних агрегатів машини, так і координат їх центрів мас.

У монографії [13] вказується, що встановлення у ходову систему трактора додаткового моста та застосування пристрою для зміни режимів вертикального навантаження між мостами сприяє підвищенню тягового зусилля МЕЗ при зниженні величини буксування та покращенні агротехнологічних показників. Автором запропоновано формулу, яка обґрунтовує отримані результати:

$$P_{\text{зак}} = P_k - pf = P_{\text{ка}} = Y_{\text{ктр}} \varphi_{\text{тр}} + (Y_{\text{ко}} + PF + G_\delta) \varphi_\delta - P_f, \quad (1.7)$$

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

Аналіз отриманої формули підтверджує збільшення дотичної сили тяги на гаку, а, відповідно, і стабілізацію курсової стійкості агрегату.

У роботі [6] автором запропоновано кількісний критерій оцінки стійкості руху як величини запасу стійкості ρ . Для МТА з навісним сільськогосподарським знаряддям, при кутовому відхиленні від прямолінійного руху під впливом виникаючих моментів величина запасу стійкості визначається за виразом:

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

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 .

Показником стійкості у цьому випадку є значення коефіцієнта стійкості. При $K_y \rightarrow 1$ у першій формулі або $K_b \rightarrow 0$ у другій формулі рух причіпного МТА буде стабільнішим.

Фізико-структурні властивості ґрунту також безпосередньо впливають на величини відведення МТА при русі по похилій поверхні, викликаючи ковзання у бік схилу, що пояснюється впливом сили тяжіння і деформацією еластичного колеса в поперечному напрямку.

Обґрунтування цього процесу знайшло відображення в роботі [14], в якому повне поперечне зміщення визначається за формулою:

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

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

Найбільш прийнятним для розрахунку координати положення центру мас є діючий ДСТУ 30570-2001 «Визначення положення центру мас», що поєднує в собі оптимальну методику вимірювання реакції опор при встановленні трактора в горизонтальне, похиле, при піднятій передній частині; та при піднятій кормовій (задній) частині, положення.

Проведений огляд показує, що всі розглянуті способи мають достатню технічну складність при реалізації закладених у них принципів і малосумісні з ефективним застосуванням в умовах ресурсозберігаючих технологій. Аналіз відомих методів покращення стабілізації агрегатів в умовах схилених поверхонь дозволив запропонувати схему укрупнених напрямів стабілізації МЕЗ та обґрунтувати перспективу для проведення подальших досліджень.

Використання серійних засобів механізації в північній та центральній сільськогосподарських зонах обмежено умовами забезпечення стійкості руху як енергетичних засобів, так і агрегатів, сформованих на їх базі, отже, в даний період розвитку АПК потрібно проведення необхідних наукових досліджень, концентрованих на пошук та застосування конструкторських рішень підвищення поперечної та поздовжньої стійкості серійних колісних тракторів.

Також обраний напрямок розвитку ефективності стабілізації машинно-тракторного парку в умовах схилених земель і дрібноконтурних полів за рахунок застосування пристроїв перерозподілу зчіпної ваги МЕЗ,

що зумовлює необхідність оптимізації функціональних характеристик та режимних параметрів техніки, що експлуатується на схилах.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

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

Більшість виробничих процесів у сучасному сільському господарстві пов'язані з необхідністю перевезення значного обсягу матеріалів та проведення ґрунтообробки за допомогою енергетичних засобів та сільськогосподарських машин [1 – 4]. Можливості використання трактора як для транспортування вантажів, так і для сільськогосподарського агрегативання обмежуються його потужністю, прохідністю та умовами перевертання, які є основними експлуатаційно-технічними якостями, що визначають здатність його ефективного використання на схилах рельєфу місцевості, у важких дорожніх умовах та наявності бездоріжжя, а також по дорогах, що мають значний поперечний ухил.

Практичне застосування тракторно-транспортних (ТТА) і машинно-тракторних агрегатів (МТА) показує, що енергетичний засіб нерідко втрачає прохідність через слабку несучу здатність дорожньої поверхні, небезпеку перекидання або неможливість подолання ухилу дороги через недостатню колову силу на ведучих колесах.

Для збільшення стійкості, керованості та маневреності, а також підвищення надійності транспортного засобу при його використанні пропонується використовувати спеціальні пристрої та додаткове обладнання, що дозволяють підвищити його експлуатаційні властивості у складних дорожніх умовах [11 – 18].

Теоретичні дослідження та натурні експерименти дозволили запропонувати перспективне вирішення завдання за рахунок застосування пристроїв, здатних перерозподіляти зчїпну вагу як енергетичного засобу, так і сільськогосподарської машини в русі, надавши методологічне обґрунтування процесів, що відбуваються.

Разом з тим, істотним залишається питання відповідності перерозподіляючих пристроїв деяким критеріям, сукупність яких повинна враховуватися при їх конструюванні та застосуванні.

Так, дослідна експлуатація пристроїв перерозподілу ваги дозволила запропонувати основні вимоги до конструкції перерозподільного пристрою (рис. 2.1), дотримання яких дозволить не тільки досягти більшої ефективності, а й знизити матеріаломісткість, енергоємність та вартість пристрою за дотримання основних агротехнічних вимог.

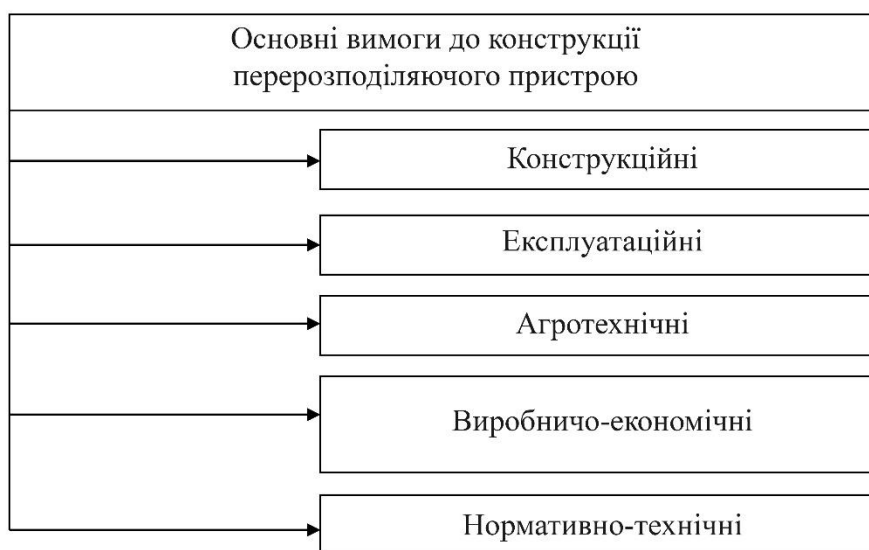


Рисунок 2.1 – Основні вимоги до конструкції перерозподільного пристрою

До основних вимог можна віднести такі групи ознак, що кваліфікують пристрій для перерозподілу зчіпної ваги: конструкційні, експлуатаційні, агротехнічні, виробничо-економічні, нормативно-технічні. Зведена характеристика основних вимог запропонована на рис. 2.2.

Ця система вимог дозволить, залежно від призначення перерозподіляючих пристроїв, у процесі проектування конструкції передбачити оптимальні параметри. Також її можна представити у вигляді нечіткого алгоритму (рис. 2.3).

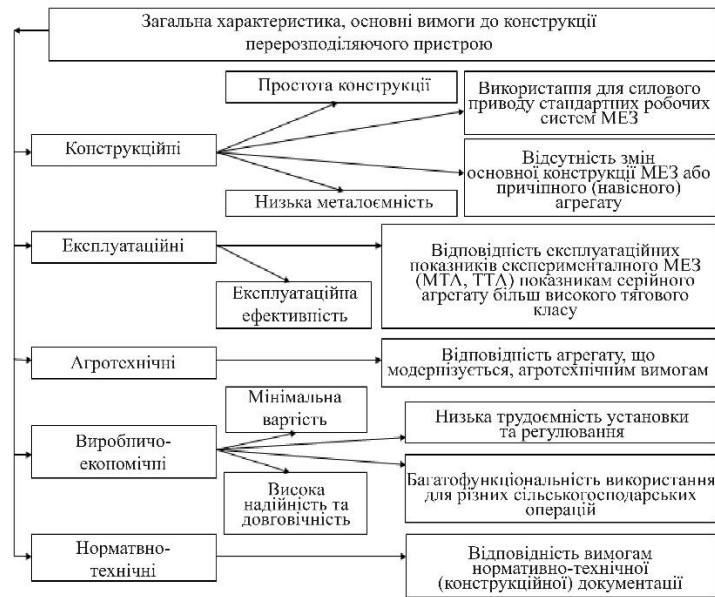


Рисунок 2.2 – Зведена характеристика основних вимог до конструкції перерозподіляючого пристрою

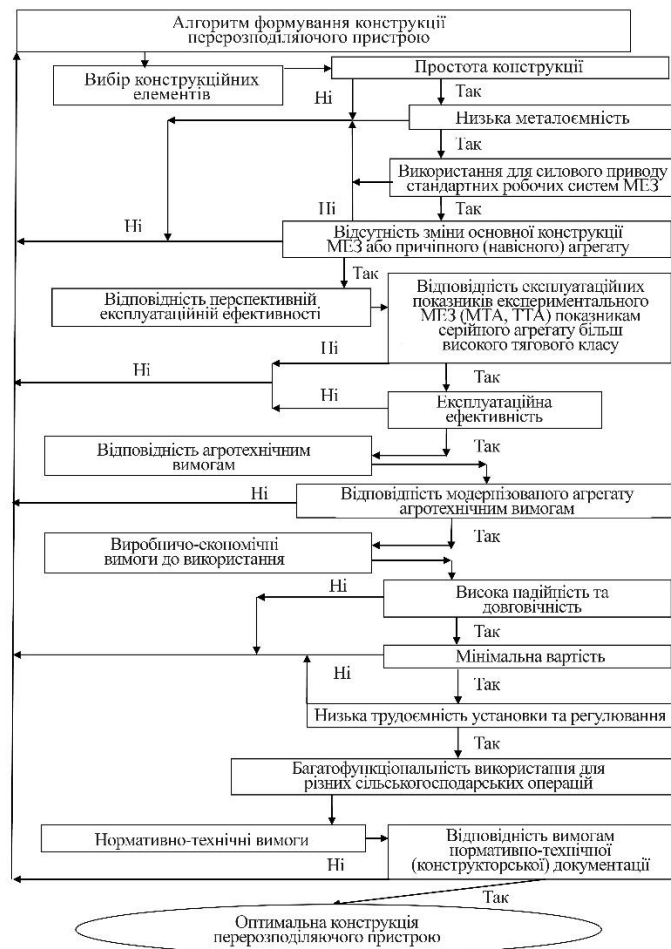


Рисунок 2.3 – Алгоритм формування конструкції пристрою

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

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

Застосування широкозахватних високопродуктивних знарядь обумовлено як сучасними тенденціями ґрунтообробки, так й їх ефективністю, і навіть необхідністю максимального збереження ґрунтової родючості при зниженні кількості проходів техніки агрофоном.

Як відомо, у виробництві існує два основних режими обробки схилених земель: поперек схилу та вздовж схилу, але ДСТУ 17.5.3.05-84 передбачає проведення основних операцій з обробітку ґрунту, посіву та догляду за культурами на негоризонтальних землях лише у поперечному напрямку.

При веденні обробки поперек схилу найбільше значення має поперечна стійкість трактора, під час обробки уздовж схилу – поздовжня стійкість МТА. При цьому обробка поперек схилу має більш превалююче значення, тому що при цьому режимі досягається комплексний ефект у вигляді кращої опірності ґрунтового шару проявам водної або вітрової ерозії ґрунту.

Враховуючи відсутність у конструкції машинно-тракторного агрегату пристроїв, здатних провести стабілізацію ходової системи та остова трактора при роботі в режимі ґрунтообробки поперек схилу з причіпним знаряддям, відповідно до вимог, зазначених на рис. 2.2, запропоновано пристрій міжколісного стабілізатора ходової системи колісного трактора, здатного перерозподіляти частину вагового навантаження між опорними рушіями з метою рівноважної стабілізації ходової системи трактора та досягнення більш безпечних параметрів поперечної стійкості МТА у роботі.

Для визначення величин перерозподілу вертикального навантаження при роботі запропонованого пристрою складемо схеми сил, що діють на рушії

ведучого мосту трактора (рис. 2.4) і складемо рівняння рівноваги при відключеному пристрої (рис. 2.4) і при його роботі (рис. 2.6) використовуючи схему зусиль, що наведена на рис. 2.5.

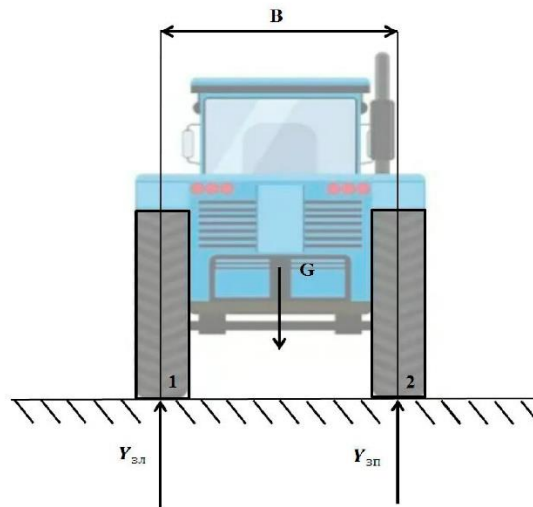


Рисунок 2.4 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при невідключеному пристрої

При розгляді схеми енергетичного засобу (трактора) визначимо величини, що впливають на його конструкцію: сила ваги трактора G_m , що розподілена відповідно до конструкційних характеристик в пропорції $\frac{1}{3}G_m$ на передню вісь трактора та $\frac{2}{3}G_m$ на задню вісь трактора (при цьому в розрахунку $\frac{2}{3}G_m$ приймаємо як величину G); вертикальні реакції поверхні під правим і лівим задніми рушіями Y_{zn} і Y_{zl} . При розрахунку приймається і поперечна база трактора B . Кут α – кут нахилу поверхні руху.

Складемо рівняння рівноваги при непрацюючому пристрої:

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

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

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

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

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

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

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

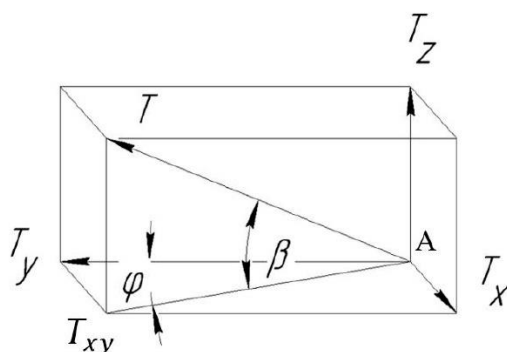


Рисунок 2.5 – Схема до визначення зусилля в тросовому силовому зв'язку

На рис. 2.5 T – параметри зміни силового навантаження, що виникає в тросовому зв'язку; точка A – точка кріплення троса на осі колісного рушія; T_x , T_y , T_z – просторові складові силової реакції при зміні довжини тросового зв'язку T в точці кріплення тросового зв'язку; кути β та φ – кути натягу тросового зв'язку.

У просторовій системі координат тросове зусилля розкладеться на три складові:

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

З них на поперечну стійкість впливатимуть складові, що знаходяться в площині координат yAz , тобто T_y і T_z – проекції на осі Y і Z відповідно.

Використовуючи схему, запропоновану на рис. 2.6, де $Y'_{3л}$ – вертикальна реакція поверхні під заднім лівим рушієм; $Y'_{3п}$ – вертикальна реакція поверхні під заднім правим рушієм; h – відстань від осі кріплення колеса до центру плями контакту заднього рушія; a – відстань від центральної осі колеса до точки A кріплення силового зв'язку, складемо рівняння рівноваги для отриманої схеми сил при роботі пристрою для перерозподілу:

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

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

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

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

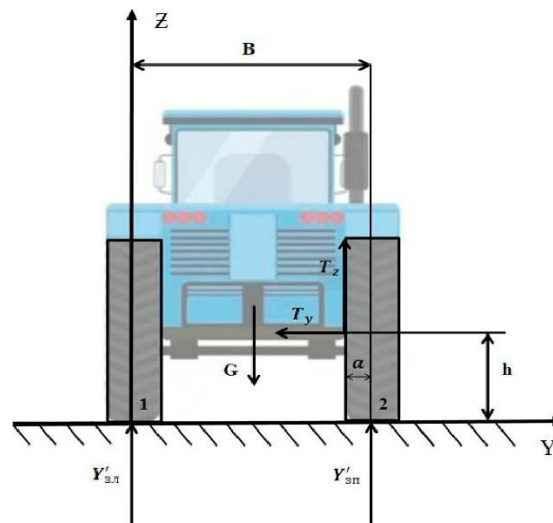


Рисунок 2.6 – Схема до розрахунку силових величин при роботі перерозподіляючого пристрою

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

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

$$Y'_{31} = 0,5G + T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{a}{B}. \quad (2.10)$$

Отримані рівняння дозволяють обґрунтувати процес перерозподілу ваги в ходовій системі трактора і теоретично отримати величини довантаження (розвантаження) рушіїв при роботі пропонованого пристрою, що характеризують поперечну стійкість трактора. Аналіз виразів показує, що під час роботи пристрою відбувається перерозподіл вертикального навантаження з правого заднього рушія на задній лівий рушій на величину $T \cos \beta \cos \varphi \frac{h}{B} - T \sin \beta \frac{a}{B}$.

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 між собою формули (2.3) і (2.11), необхідно відзначити, що поперечна стійкість трактора при працюючому пристрої буде вищою, ніж у порівнюваної серійної моделі. Найбільш наочно вплив запропонованого пристрою на поперечну стійкість трактора представлено на рис. 2.7

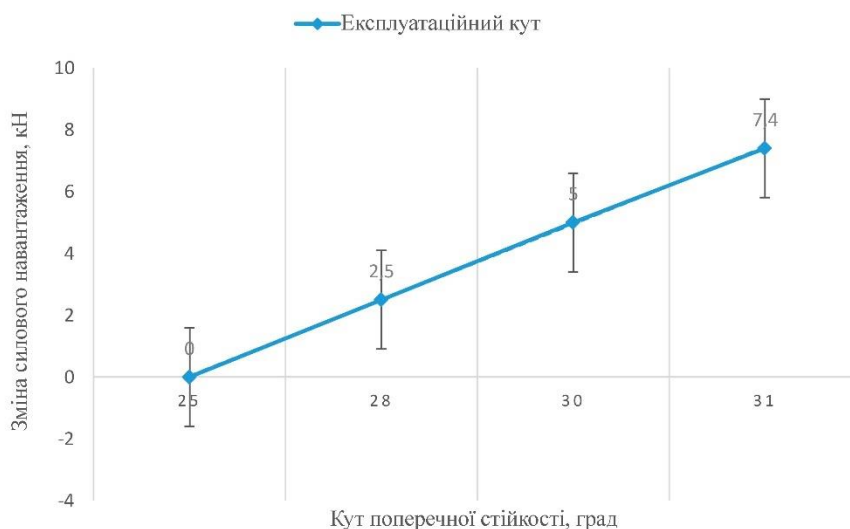


Рисунок 2.7 – Залежності кута поперечної стійкості від зміни силового навантаження при роботі пристрою

Аналізуючи отримані дані (рис. 2.7), слід зазначити, що використання запропонованого пристрою дає можливість використання трактора на полях з кутом граничного схилу до 31 градуса, що на 20% вище порівняно з серійним трактором.

Також слід зазначити, що використання тракторів на ґрунтових схилах, що мають твердий підстилаючий шар, у вигляді мерзлоти, має свої специфічні особливості. При роботі, крім кута поперечної стійкості, необхідно враховувати і критичний кут по сповзанню, оскільки він багато в чому визначається величиною коефіцієнта зчеплення коліс із ґрунтом у поперечному напрямку за формулою $tg\alpha = \varphi$, де φ – коефіцієнт зчеплення коліс із ґрунтом у поперечному напрямку.

Як відомо, цей коефіцієнт багато в чому залежить від навантаження, що припадає на опорну поверхню і при його збільшенні за рахунок перерозподілу навантаження даний коефіцієнт також збільшиться.

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

Пневматичні шини, що застосовуються на сучасних колісних енергетичних засобах, що використовуються в сільському господарстві, мають гарну еластичність, значну довговічність, але відносно невисоку міцність до зовнішнього впливу сторонніми міцними предметами. Внаслідок цього, під час виконання транспортних чи сільськогосподарських операцій, нерідкі випадки проколів, розривів та інших пошкоджень коліс у русі, що тягнуть за собою тривалу зупинку агрегату для проведення ремонту, що збільшує терміни проведення робіт, знижуючи ефективність та продуктивність.

Відомо, що заміна камери, що вийшла з ладу, в камерних шинах становить великі труднощі, особливо у важких дорожніх або холодних кліматичних умовах. Також зняття шини з ободу вимагає великих фізичних зусиль оператора через прикипання бортів шини до ободу колеса внаслідок

нагрівання при експлуатації. При цьому застосовуються різні монтажні пристрої, що оберігають боковини шини від зриву гумокордного матеріалу та порушення цілісності бортових кілець.

Виконання даних робіт на схилі поверхні накладає певні технічні труднощі, а також збільшує техногенний вплив на поверхню поля, що в кінцевому підсумку спричиняє зниження врожайності на даній ділянці. Для усунення цього фактору необхідно всі роботи проводити на краю поля, а для цього необхідно щоб МТА самостійно зміг продовжити рух по виїзду з поля. Для виконання поставленого завдання необхідно, щоб навантаження на рушій, що вийшов з ладу, було мінімальним, що дозволить забезпечити збереження шини рушія.

Проаналізуємо роботу пропонованого пристрою при взаємодії конструкційних та силових параметрів у статичному (рис. 2.10), та динамічному режимах (рис. 2.11), використовуючи відомі положення теорії рівноваги механізмів та машин [9, 18].

При роботі пристрою відбувається вертикальне зміщення осі кріплення колеса згідно зі схемою, представленою на рис. 2.8. В якості прикладу розглянемо роботу колеса під час розвантаження переднього і заднього правого колеса.

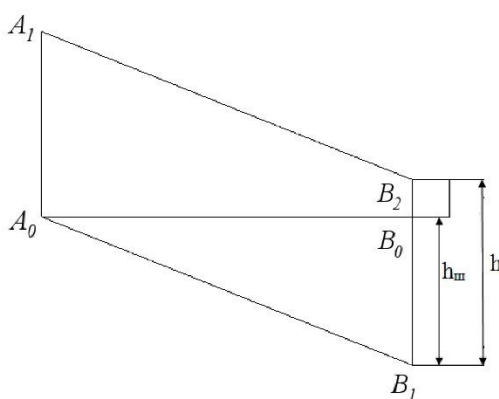


Рисунок 2.8 – Схема до визначення положення вертикального зміщення осі кріплення колеса

При цьому тросовий силовий зв'язок пристрою з нейтрального положення A_0B_0 переходить у положення A_0B_1 . При цьому відбувається

його натяг і вертикальне переміщення осі кріплення колеса, що знаходиться нижче схилом, на висоту шини h_{uu} . Довжина троса залишається величиною незмінною, розтягуванням троса у зв'язку з малозначністю нехтуємо.

Після вертикального регулювання задньої навіски силовим гідроциліндром відбувається переміщення вертикальної тяги навіски трактора з положення A_0 в положення A_1 , а осі кріплення колеса – з точки B_1 в точку B_2 на величину $h = h_{uu} + c$, де c – висота підняття осі кріплення колеса, що знаходиться нижче по схилу.

Для визначення параметрів руху осі кріплення колеса, що знаходиться нижче схилом, розглянемо переміщення точки B_1 , яка довільно розташована на осі кріплення колеса, що знаходиться нижче схилом. Для цього використовуємо другий закон Ньютона

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

Покажемо всі сили, що діють на точку B_1 та схематично наведені на рис. 2.9.

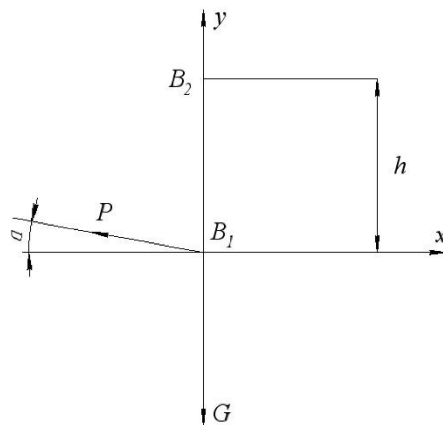


Рисунок 2.9 – Схема до визначення переміщення осі кріплення колеса

Введемо позначення: $G = mg$ – сила тяжіння, яка дорівнює половині ваги, що припадає на задню частину трактора; m – маса трактора, що припадає на рушій, що знаходиться нижче по схилу; g – прискорення вільного падіння; P – зусилля, що створюється гідроциліндром навіски

трактора при натягу тросового силового зв'язку; α – кут натягу тросового силового зв'язку.

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:

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

Для визначення вертикальних реакцій трактора на поверхню при стабілізації ходової системи та остова трактора, складемо рівняння рівноваги, використовуючи схему, що наведена на рис. 2.10, де a – відстань від центру ваги трактора до центру плями контакту задніх коліс; l – відстань від центру плями контакту задніх коліс до центру плями контакту передніх

коліс; B – колісна база трактора; Y_{mn} – вертикальна силова опорна реакція переднього правого колеса; Y_{nl} – вертикальна силова опорна реакція переднього лівого колеса; Y_{zl} – вертикальна силова опорна реакція заднього лівого колеса.

Складаємо рівняння рівноваги:

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

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

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

і отримуємо рівняння реакції опор трактора на поверхню:

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

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

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

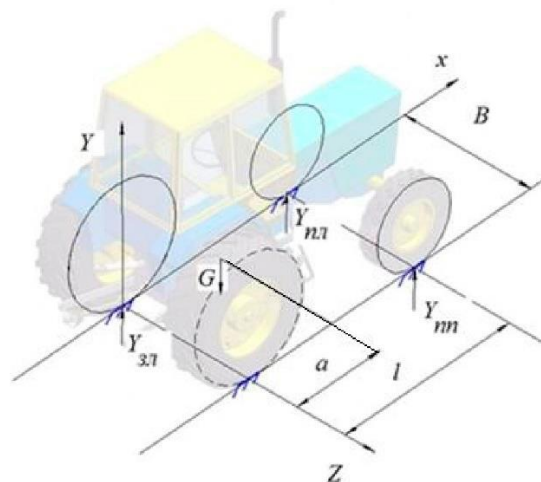


Рисунок 2.10 – Схема до визначення вертикальних реакцій трактора на поверхню при перерозподілі вертикальних навантажень

Аналогічно складаємо рівняння рівноваги при дії міжколісного стабілізатора ходової системи, використовуючи схему, що наведена на рис.

2.11, де Y'_{mn} – вертикальна силова опорна реакція переднього правого колеса; Y'_{nl} – вертикальна силова опорна реакція переднього лівого колеса; Y'_{zl} – вертикальна силова опорна реакція заднього лівого колеса; T – натяг троса; h – відстань від осі кріплення колеса, що знаходиться нижче схилом, до центру плями контакту заднього колеса.

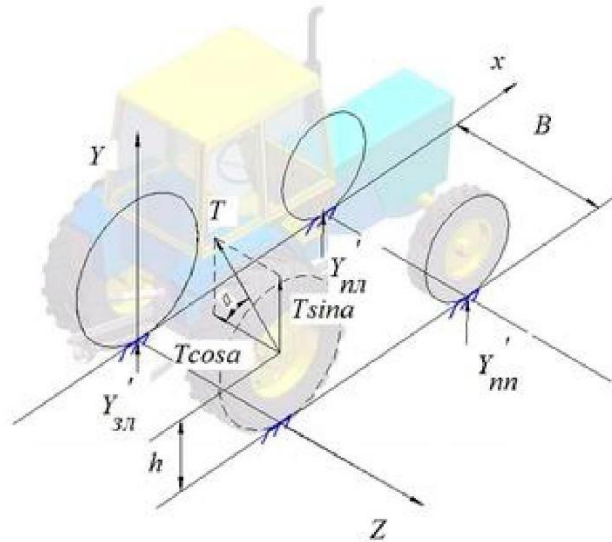


Рисунок 2.11 – Схема до визначення вертикальних реакцій опор трактора на поверхню при роботі міжколісного стабілізатора ходової системи

Складаємо рівняння рівноваги:

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

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

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

і отримуємо рівняння вертикальних силових опорних реакцій рушіїв трактора на поверхню

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

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

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

(2.29)

Отримані рівняння показують, що при дії пристрою відбувається перерозподіл вертикального силового навантаження з рушія, що змінив геометричні параметри, на ходову систему трактора. При цьому спостерігається навантаження заднього лівого колеса, переднього лівого колеса по ходу руху, розвантаження переднього правого колеса та загальна стабілізація ходової системи, що підвищує поперечну стійкість МТА та дозволяє закінчити рух до кінця поля або здійснити виїзд за його межі.

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

Як відомо, чим вищий центр ваги МЕЗ і коротша колісна база, тим меншими кутами поперечної та поздовжньої стійкості, а також більшу ймовірність перекидання, вони мають.

Статистичні дані показують, що енергетичними засобами, що найчастіше використовуються в господарствах, є колісні трактори МТЗ, що належать до категорії короткобазних тракторів з жорсткою рамою, шарнірно-встановленим переднім мостом і вузькою шириною колії. У зв'язку з чим виникає потреба пошуку технічних рішень, що підвищують безпечні кути під час роботи трактора на похилих опорних поверхнях.

У ході проведеного раніше аналізу застосовуваних пристроїв, алгоритмів підбору та системних пропозицій була рекомендована конструкція стабілізатора поперечної стійкості МЕС з навісним сільськогосподарським знаряддям.

Проаналізуємо роботу запропонованого пристрою при взаємодії конструкційних та силових параметрів в статичному (рис. 2.12) та динамічному режимах (рис. 2.13) за умовами перевертання та довантаження осей при роботі на похилій опорній поверхні, використовуючи відомі положення теорії рівноваги механізмів і машин [9].

Для цього розглянемо сили, що діють на колісний МЕЗ, що стоїть на ухилі (рис. 2.12), де R_1 і R_2 – вертикальні реакції поверхні під опорами трактора; F_1 і F_2 – діючі сили тертя під опорами; H_1 та H_2 – горизонтальні реакції поверхні; G – вага трактора; точка C – точка розташування центру мас трактора; кут α – кут ухилу опорної поверхні; B – ширина колії; точка 1 та точка 2 – центр плями контакту рушіїв задньої осі трактора; h_u – висота центру мас трактора.

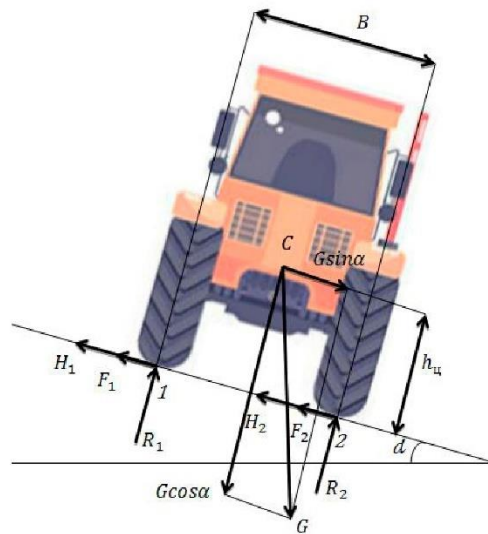


Рисунок 2.12 – Схема до визначення статичного граничного кута поперечного ухилу

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

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

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

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 .

Розглянемо сили, що діють на трактор із підключеним стабілізатором (рис. 2.13), де h – відстань від точки A до опорної поверхні; h_y – відстань від горизонтальної проекції точки C до опорної поверхні; R'_1 і R'_2 – вертикальні реакції поверхні під опорами трактора; F'_1 і F'_2 – діючі сили тертя під опорами; H'_1 і H'_2 – горизонтальні реакції поверхні; a – відстань від точки кріплення тросового силового зв'язку до вертикальної проекції центру плями контакту рушіїв задньої осі трактора у точці 2.

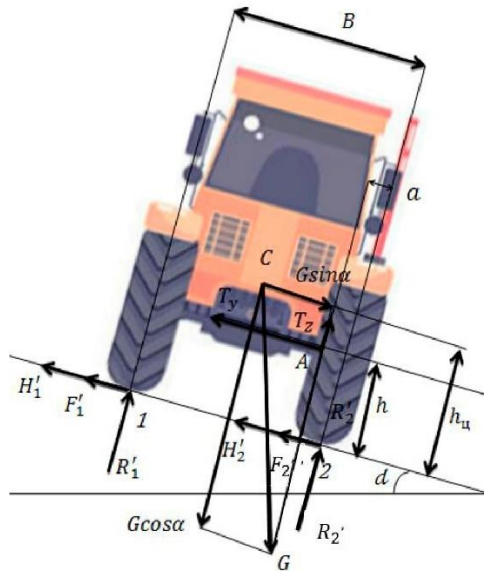


Рисунок 2.13 – Схема визначення статичного граничного кута поперечного ухилу МТА з підключеним стабілізатором

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:

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

При порівнянні виразів (2.35) та (2.43) можна зробити висновок про те, що при підключеному стабілізаторі поперечної стійкості колісного МЕЗ відбувається збільшення граничного статичного кута поперечного ухилу α на величину, що дорівнює $\frac{T(\cos \beta \sin \varphi h + \sin \beta a)}{G h_y \cos \alpha}$, що дозволить збільшити безпечні режими роботи трактора під час експлуатації на похилих опорних поверхнях.

Для розгляду параметрів динамічного навантаження ходової системи та рушіїв трактора і визначення оптимальних режимів роботи запропонованого стабілізатора поперечної стійкості колісного трактора, визначимо умови перерозподілу зчпної ваги трактора. При цьому розглянемо отримані раніше вирази (2.39) і (2.41) і схеми, вказані на рис. 2.12 і 2.13, за умови, що $R_1 > 0$ і $R'_1 > 0$.

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):

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

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

З метою оцінки впливу запропонованого стабілізатора на стійкість агрегату визначимо коефіцієнт довантаження K колеса, що знаходиться вище по схилу, використовуючи вирази (2.44) і (2.45):

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

Графічна інтерпретація коефіцієнта довантаження K колеса, що знаходиться вище по схилу при підключеному стабілізаторі поперечної стійкості колісного МЕЗ від спільного впливу двох факторів (зміни кута ухилу і рекомендованого зусилля, що виникає в тросовому зв'язку T) представлена на рис. 2.14.

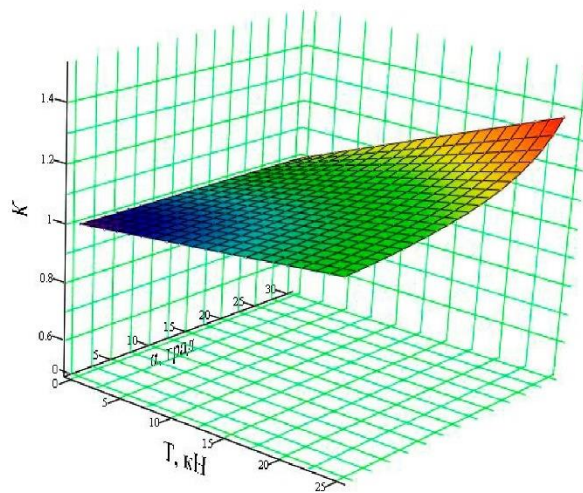


Рисунок 2.14 – Залежність коефіцієнта довантаження K колеса від зміни кута ухилу і зусилля, що виникає в тросовому зв'язку

Таким чином, аналіз виразів (2.44), (2.48) і (2.54) дозволяє припустити, що при підключенні запропонованого стабілізатора поперечної стійкості відбувається завантаження колеса (рушія, що знаходиться вище схилом) МЕЗ, що збільшує поперечну стійкість машинно-тракторного агрегату (рис. 2.13).

З метою підвищення поздовжньо-поперечної стійкості, стабілізації руху трактора в умовах схилевих поверхонь необхідно провести аналіз взаємодії рушія з ґрунтом.

Враховуючи, що сила зчеплення коліс із ґрунтом залежить від коефіцієнта зчеплення φ_y у поперечному напрямку та вертикальної силової реакції поверхні на колесо, її значення визначається залежністю:

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

Коефіцієнт зчеплення φ_y в поперечному напрямку залежить від типу та стану ґрунту, конструктивних особливостей та матеріалу шин. Величину коефіцієнта зчеплення у поперечному напрямку прийнято визначати через коефіцієнт зчеплення шин з опорною поверхнею в поздовжньому напрямку φ_x за співвідношенням $\varphi_y = (0,7 \dots 0,8) \varphi_x$.

Встановимо залежності вертикальних силових реакцій поверхонь R_1 і R_2 на колесо від коефіцієнта зчеплення у поперечному напрямку.

Використовуючи формули (2.31), (2.33) та (2.51) реакція поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться вище по схилу, визначається виразом:

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

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

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

З виразів (2.52) і (2.53) випливає, що при збільшенні коефіцієнта зчеплення у поперечному напрямку відбувається зниження реакції поверхні, що припадає на рушій.

Для подальшої реалізації поставленої мети дослідження визначимо вплив коефіцієнта зчеплення у поперечному напрямку на величини вертикальних силових реакції поверхонь, що припадають на колеса при

використанні пристрою. Використовуючи формули (2.48), (2.49) і (2.53), отримаємо наступні вирази для визначення величин силових реакції поверхонь, що припадають на колеса при включеному пристрої:

для коліс, що знаходяться вище по схилу

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

(2.54)

для коліс, що знаходяться нижче по схилу

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

(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:

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

(2.56)

а для колеса, що знаходиться нижче по схилу

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

(2.57)

Таким чином, умови експлуатації колісного МЕЗ мають значний вплив на ефективність, суттєво змінюючи продуктивність, витрату палива, надійність та інші показники.

Розглянута проблема стає тим актуальнішою, чим більше відхилення умов експлуатації від стандартних і чим гірша пристосованість трактора до цих відхилень.

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

З метою визначення величин впливу пропонованого пристрою на поздовжню стійкість трактора складемо робочі схеми та розглянемо вертикальні складові, що діють на трактор у статичному (рис. 2.15) та у робочому режимі (рис. 2.16), де G - вага трактора; C - відстань від центру мас трактора до центру плями контакту заднього рушія; l - поздовжня колісна база трактора; Y_{zn} - вертикальна силова реакція поверхні під заднім правим рушієм; Y_{nn} - вертикальна силова реакція поверхні під переднім правим рушієм, і складемо рівняння рівноваги:

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

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

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

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

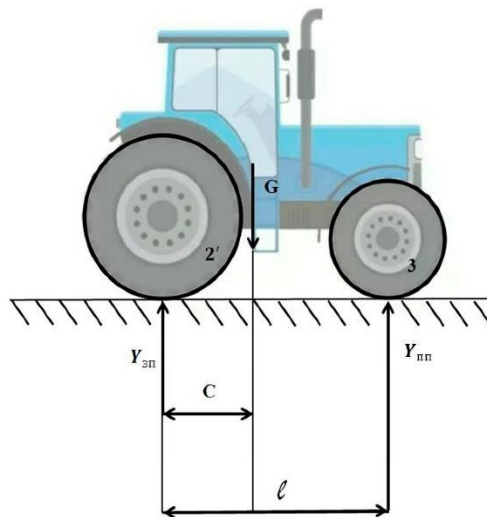


Рисунок 2.15 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при невідключеному пристрої

Розглянемо формування силових реакцій під час роботи пристрою, використовуючи схему, що наведена на рис. 2.16.

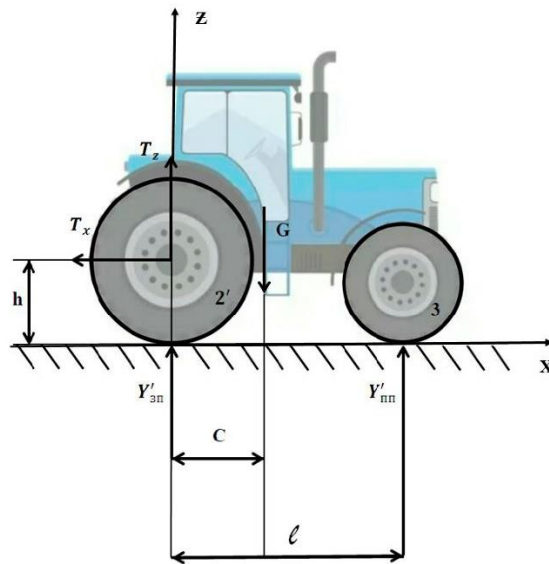


Рисунок 2.16 – Схема визначення вертикальних реакцій поверхні при включеному пристрої

Для цього складемо рівняння рівноваги для опор трактора:

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

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

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

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

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

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

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

Таким чином, проведені розрахунки дозволяють спрогнозувати вертикальну силову реакцію поверхні під правим переднім рушієм Y'_{nn} і вертикальну силову реакцію поверхні під заднім правим рушієм Y'_{zn} при роботі пристрою.

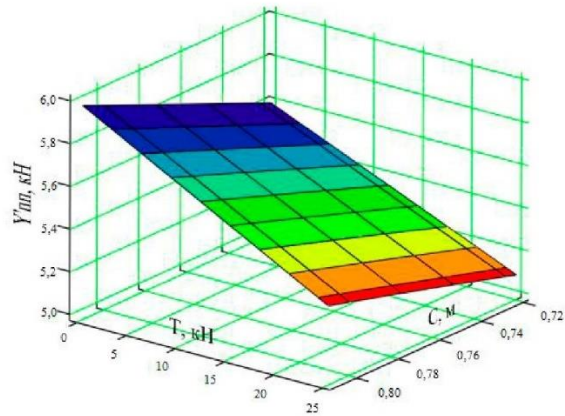


Рисунок 2.17 – Вплив зусилля, що виникає в тросовому зв’язку і відстані від центру мас трактора до центру плями контакту на вертикальну силову реакцію поверхні під переднім правим рушієм при роботі пристрою

Аналіз графіків 2.17 та 2.18 дозволяє припустити, що значне збільшення вертикальних силових реакцій правими колесами трактора при ввімкненому пристрої відбувається за рахунок зміщення центру мас трактора, що виникає при підвищенні зусилля тросового зв’язку пропонованого пристрою.

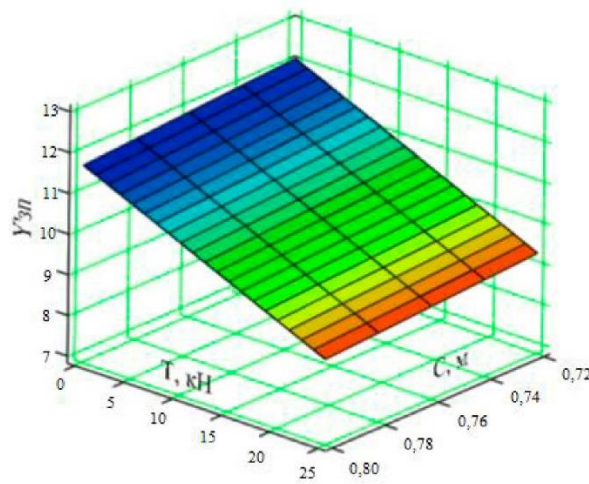


Рисунок 2.18 – Вплив зусилля, що виникає в тросовому зв’язку та відстані від центру мас трактора до центру плями контакту на вертикальну силову реакцію поверхні під заднім правим рушієм при роботі пристрою

З урахуванням отриманих рівнянь проведемо подальші дослідження і виразимо реакції: Y'_{31} – вертикальна силова реакція поверхні під заднім

лівим рушієм при роботі пристрою і Y'_{nl} – вертикальна силова реакція поверхні під переднім лівим рушієм при роботі пристрою через рівняння рівноваги, використовуючи схему, що наведена на рис. 2.19:

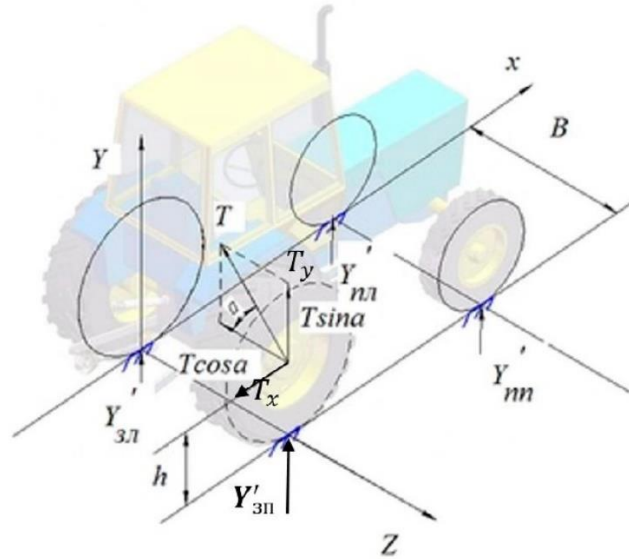


Рисунок 2.19 – Схема визначення вертикальних реакцій опор при роботі пристрою перерозподілу ваги

Отримуємо:

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

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

$$Y'_{3л} = G - T_y - Y'_{nl} - Y'_{mn} = G - T_y - G \frac{a}{l} + T_x \frac{a}{l} = G \left(1 - \frac{a}{l}\right) - T_y + T_x \frac{h}{l}. \quad (2.70)$$

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

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

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

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

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

На підставі отриманих даних у програмі SigmaPlot v.11.0 була складена 3D-графічна модель (поверхні відгуку) взаємодії параметрів, що розглядаються: зміни вертикального навантаження Y'_{zn} від зусилля, що виникає в тросовому зв'язку T і висоти підняття навіски h , при роботі перерозподільного пристрою, яка представлена на рис. 2.20.

Аналіз графіка показує, що зі збільшенням висоти підняття навіски від 0,1 до 0,25 м відбувається зміна параметру T від 0,2 до 0,45 м. При цьому збільшення вертикального навантаження на ведучі колеса трактора змінюється від 0 до 800 кг.

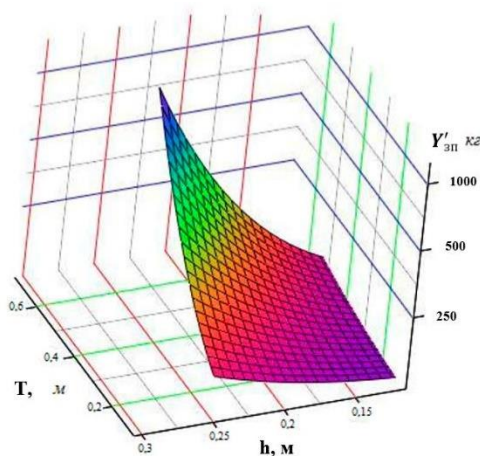


Рисунок 2.20 – Поверхня відгуку взаємодії параметрів зміни вертикального навантаження від зміни параметрів довжини тросового зв'язку та висоти підняття навіски під час роботи перерозподільного пристрою

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.

Аналізуючи формулу (2.76) слід зазначити, що на величину продуктивності впливають такі параметри: конструктивно-технологічні (ширина захвату і робоча швидкість руху агрегату) і організаційно-технологічні, зокрема коефіцієнт використання часу зміни. При розгляді поздовжньої стійкості МТА на підставі проведених теоретичних досліджень було встановлено, що запропонований пристрій дає можливість підвищити зчїпну вагу, що припадає на рушій, що, у свою чергу, впливає на дотичну силу тяги, яка, для серійного трактора, визначається за виразом:

$$P_{kc} = \varphi G_{cц}, \quad (2.76)$$

де φ – коефіцієнт використання зчїпної ваги; $G_{cц}$ – зчїпна вага трактора.

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

$$P_{ке} = \varphi (G_{cц} + G_o). \quad (2.77)$$

де G_o – додаткова зчїпна вага, що приходить на рушій за рахунок перерозподілу ваги між колесами трактора.

Використання запропонованого пристрою для перерозподілу дозволяє довантажувати задні ведучі колеса трактора за рахунок розвантаження передніх керованих коліс. З урахуванням раніше отриманих формул (2.74) і (2.75), зчїпна вага, що додатково припадає на задні колеса при роботі пристрою буде дорівнювати:

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

Введемо позначення зміни зчїпної 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:

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

Дотична сила тяги серійного трактора складається з двох складових:

$$P_{к} = P_{кр} + P_{f}, \quad (2.81)$$

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

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

$$P_{кр} = P_{к} - P_{f}. \quad (2.82)$$

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

$$P_{кр е} = \varphi(G_{сц} + \Delta G) - P_{f}. \quad (2.83)$$

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

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

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

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

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 зчпної ваги:

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

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

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

Аналіз формул (2.86) та (2.87) показує, що коефіцієнт використання зчїпної ваги у експериментального трактора з встановленим пристроєм менший у порівнянні з серійним варіантом.

Величина продуктивності великою мірою залежить від буксування МТА. Буксування енергетичного засобу пов'язане з коефіцієнтом використання зчїпної ваги залежністю, запропонованою І.І. Трепененковим [16]:

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

де φ_k – коефіцієнт використання зчїпної 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):

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

Аналізуючи отримані залежності, необхідно відзначити, що установка пропонованого пристрою дозволяє підвищити продуктивність МТА в порівнянні з серійним за рахунок зниження величини буксування, коефіцієнта використання зчіпної ваги та збільшення робочої швидкості руху.

2.4 Теоретичні дослідження щодо розподілу ефективної потужності МТА

Розподіл ефективної потужності двигуна за складовими та окремими видами опорів називається балансом потужності серійного трактора N_m , при прямолінійному русі МТА без підключеного приводу ВВП в умовах горизонтальної обробки може бути виражений рівнянням [38]:

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

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

Використовуючи відомі формули, знайдемо складові потужнісного балансу.

Використовуючи раніше отримані залежності, проведемо аналіз складових балансу потужності трактора серійного і експериментального, з встановленим пристроєм перерозподілу.

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:

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

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

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

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:

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

Отримані рівняння показують, що відбувається перерозподіл ефективної потужності двигуна за рахунок зниження потужності, що витрачається на буксування. У той же час потужність, що витрачається на зусилля на гаку збільшується, що говорить про підвищення гакового зусилля експериментального трактора.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Завдання експериментальних досліджень

Для підтвердження отриманих у другому розділі теоретичних та аналітичних залежностей необхідно провести перевірку у реальних умовах експлуатації.

Крім того, ряд необхідних параметрів, що впливають на поздовжньо-поперечну стійкість, можна визначити тільки експериментально. У зв'язку з цим було сформульовано завдання експериментальних досліджень:

1. Експериментально перевірити вплив пристрою для перерозподілу зчіпної ваги на поздовжньо-поперечну стійкість трактора;
2. Дослідити тягово-зчіпні та паливно-енергетичні властивості МЕЗ із пристроєм для перерозподілу зчіпної ваги у складі МТА.

3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень

Основна мета проведених досліджень є знаходження шляхів підвищення ефективності використання наявних мобільних енергетичних засобів за рахунок розширення сфери їх використання.

Це питання особливо актуальне для невеликих господарств, де кількість МЕЗ обмежена невеликою кількістю і де найчастіше основним енергетичним засобом є колісні трактори класу 1,4...2 з високим терміном експлуатації.

Об'єктами дослідження було обрано такі трактори:

1. МТЗ-80 серійний (рис. 3.1).
2. МТЗ-80 з додатково встановленим пристроєм для перерозподілу зчіпної ваги (рис. 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

В якості об'єкту дослідження обрано процес використання колісних мобільних енергетичних засобів у технології обробітку сільськогосподарських культур. Дослідження проводилися на дрібноконтурних ділянках, що мають кут схилу понад 10 градусів. В якості об'єктів досліджень взяті колісні МЕЗ (трактори класу 1,4 з колісною формулою 4К2), що використовуються на вирощуванні зернових культур та

сої в природно-виробничих умовах на ґрунтах з низькою несучою здатністю за наявності твердого підстиляючого шару у вигляді мерзлоти. За виконання різних технологічних операцій МТА комплектувався сільськогосподарськими машинами.

Для порівняння використовувався трактор із встановленим пристроєм (міжколісним стабілізатором ходової системи колісного трактора), призначеним для підвищення поздовжньо-поперечної стійкості колісного трактора, який представлений на рис. 3.3, 3.4 та 3.5.

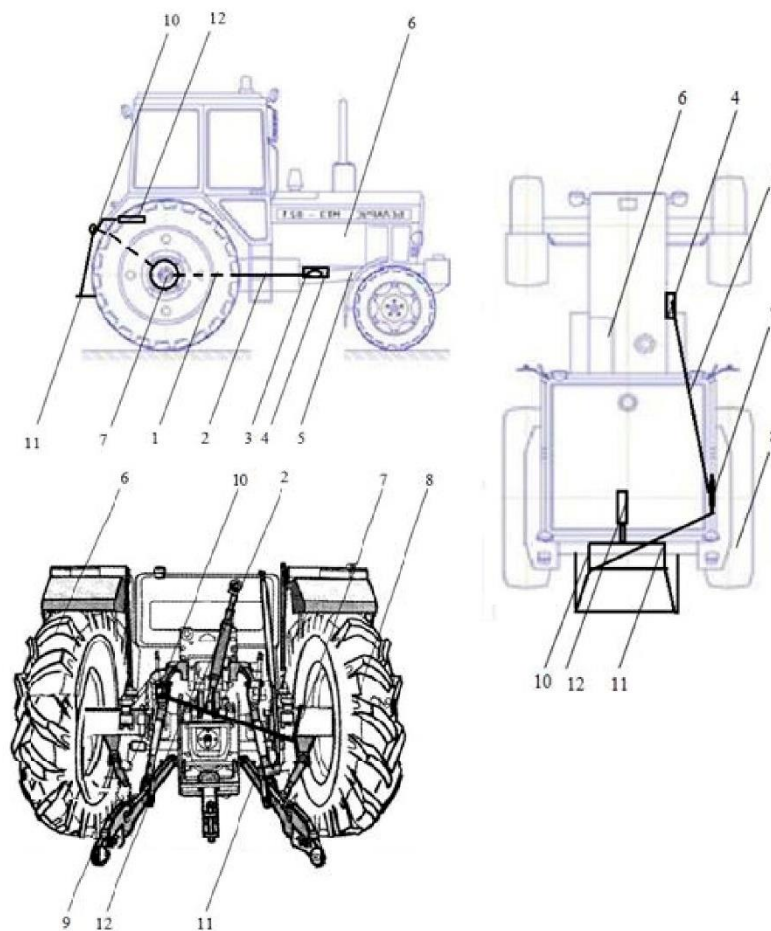


Рисунок 3.3 – Принципова схема колісного трактора з встановленим міжколісним стабілізатором ходової системи (МСХС)

Міжколісний стабілізатор ходової системи (МСХС) колісного трактора містить тягово-довантажувальний пристрій 1, що складається з гнучкого тросового силового зв'язку 2 (стандартного буксирувального тросу) в кронштейні з гаком 4, змонтованому в технологічних отворах рами 5 трактора 6, обвитого навколо осі кріплення 7 рушія 8 і встановленого

іншим закінченням 9 в поздовжній верхній тязі 10 протилежного борту задньої навіски 11 трактора 6, що регулюється гідроциліндром 2.

Пристрій працює наступним чином. Перед проведенням робіт оператор трактора проводить монтаж тягово-довантажуючого пристрою 1 установкою закінчення 3 гнучкого тросового силового зв'язку 2 (стандартного буксирувального троса з петлями), в кронштейні з гаком 4, змонтованому в технологічних отворах рами 5 трактора 6, обвиває вісь кріплення 7 рушія 8, що знаходиться нижче по схилу, і встановлює інший кінець 9 в навіску 11 трактора 6, що регулюється силовим гідроциліндром 12. Згодом методом вертикального регулювання задньої навіски 11 гідроциліндром 12 відбувається натяг гнучкого тросового силового зв'язку 2, що перерозподіляє частину вагового навантаження з рушія 8 між осями з метою стабілізації ходової системи трактора та підвищення поперечної стійкості.



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

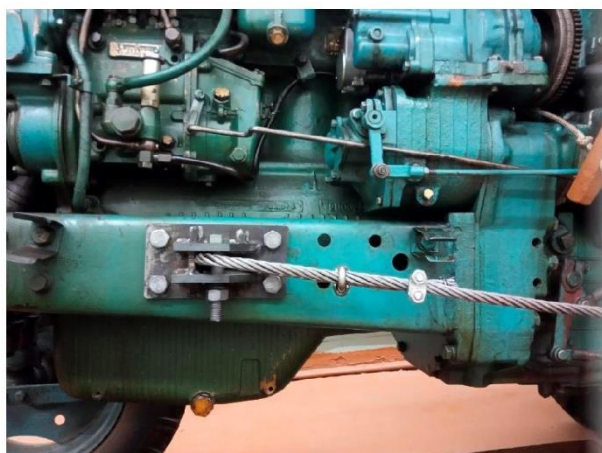


Рисунок 3.5 – Трактор класу 1,4 з встановленим МСХС (вид профільний)

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

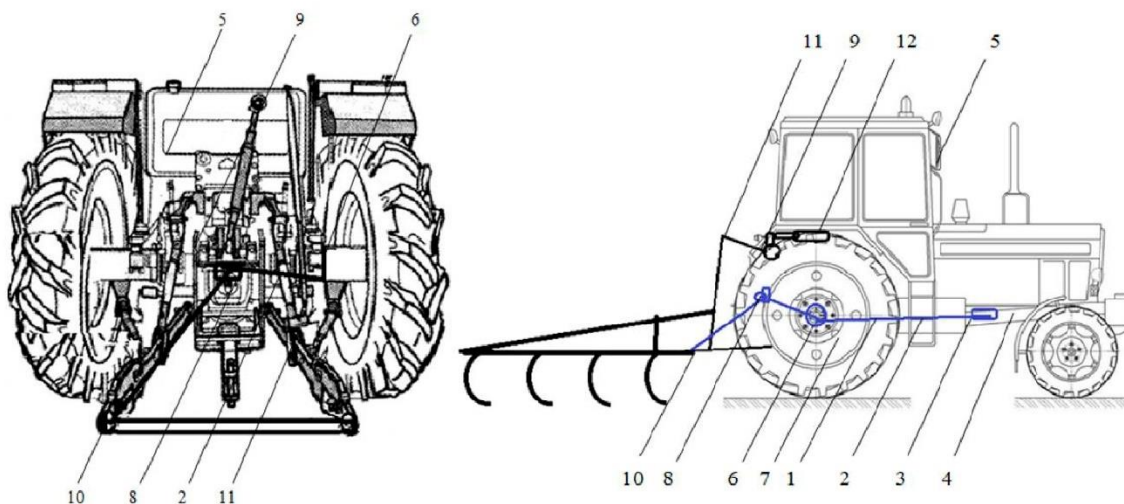


Рисунок 3.6 – Стабілізатор поперечної стійкості колісного трактора
Стабілізатор поперечної стійкості колісного трактора містить тягово-довантажувальний пристрій 1, що складається з гнучкого тросового силового зв'язку 2, закріпленого закінченням в кронштейні 3, змонтованому 4 обвитої навколо осі кріплення 6 колісного рушія 7, що проходить через кронштейн 8 з кільцевим обмежувачем, змонтованим на тильній частині 9 трактора 5, і встановленого іншим кінцем в нижній поздовжній тязі 10 протилежного борту задньої навіски 11 трактора 2.

Пристрій працює наступним чином. При проведенні польових робіт з навісними сільськогосподарськими знаряддями на полях з високим ухилом місцевості оператор трактора 5 збирає стабілізатори поперечної стійкості колісного трактора методом монтажу тягово-довантажуючого пристрою 1 установкою закінчення тросового силового зв'язку 2 в кронштейні 3, що змонтований в технологічних отворах рами 4 трактора 5, далі обвиває тросовим силовим зв'язком 2 навколо осі кріплення 6 колісного рушія та

кронштейна 8, змонтованого на тильній частині 9 трактора 5, і встановлює наступним закінченням в нижній поздовжній тязі 10 протилежного борту задньої навіски 11 трактора 5, що регулюється силовим гідроциліндром 12.

Згодом методом вертикального регулювання задньої навіски 11 гідроциліндром 12 відбувається опускання навісного сільськогосподарського знаряддя. При цьому проводиться натягування гнучкого тросового силового зв'язку 2, що перерозподіляє частину вагового навантаження з рушія 7 трактора 5, що підвищує безпеку експлуатації та захист від перевертання при проведенні польових робіт з навісними сільськогосподарськими знаряддями на полях з високим ухилом місцевості, причому подальше заглиблення навісного сільськогосподарського знаряддя за допомогою навіски 11 трактора 5 збільшує ефект перерозподілу ваги.

Експериментальні дослідження проведено у Харківській філії УкрНДПВТ ім. Леоніда Погорілого. Під час проведення випробувань вибиралися ділянки як із рівним мікрорельєфом і кутом нахилу трохи більше двох градусів, так і ділянки, що мають кут нахилу до 18 градусів.

3.4 Засоби вимірювань під час проведення польових випробувань

Для визначення впливу міжколісного стабілізатора ходової системи трактора на його тягово-зчіпні властивості в реальних умовах експлуатації, були проведені тягові випробування. В якості порівняння брався серійний трактор. Під час проведення тягових випробувань замірялися такі параметри: частота обертання ведучих коліс трактора (рис. 3.7); тягове зусилля (рис. 3.8); час дослідження та пройдений шлях (рис. 3.9); вага, що припадає на колеса трактора (рис. 3.10); кут нахилу МЕЗ (рис. 3.11, 3.12) Вимірювання вищеназваних параметрів проводилося з використанням тензометричної апаратури.



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

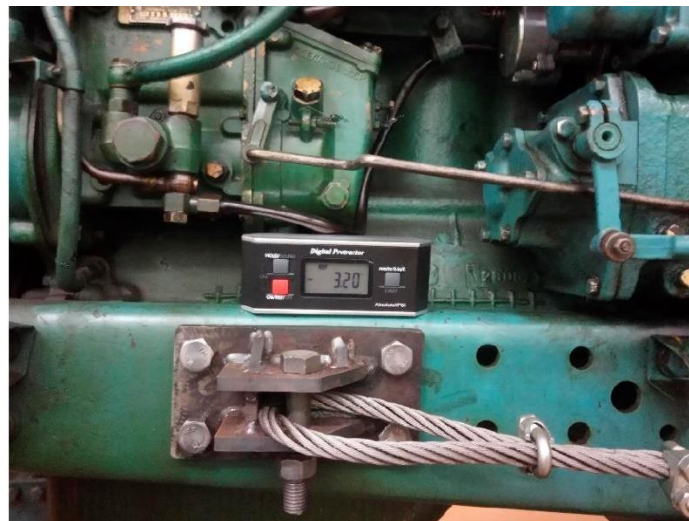


Рисунок 3.11 – Вимірювання поздовжнього кута нахилу трактора



Рисунок 3.12 – Вимірювання поперечного кута нахилу трактора

3.5 Вимірювання технологічних параметрів

3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ

Для вимірювання тягового зусилля трактора, що розвивається на гаку, використовувалася тензометрична ланка. Методика визначення тягового зусилля докладно описані в роботах [3 – 5]. Отримані значення тягового зусилля описувалися бортовим вимірювальним комплексом (рис. 3.13).



Рисунок 3.13 – Бортовий вимірювальний комплекс

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



Рисунок 3.14 – Тарування тензометричної ланки

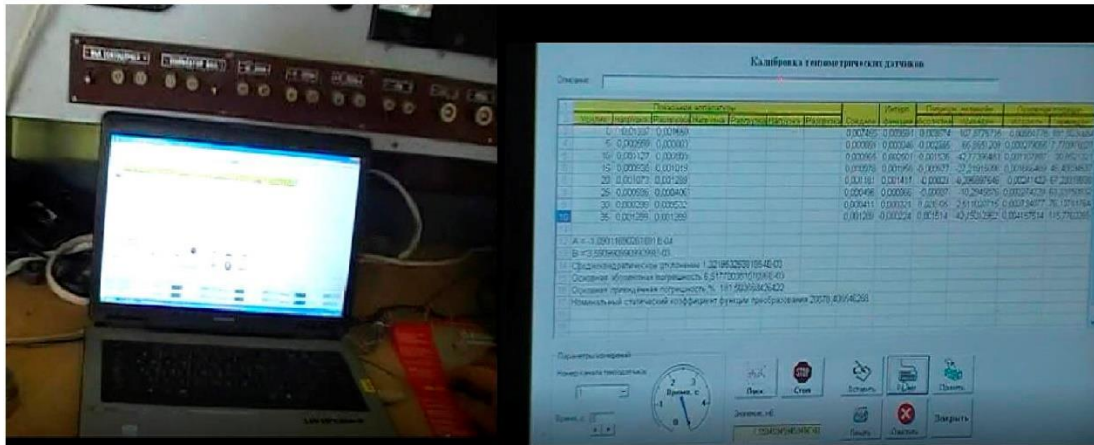


Рисунок 3.15 – Фрагмент тарування тензометричного ланки

3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на ведучі колеса МЕЗ

Для вимірювання додаткового навантаження на ведучі колеса МЕЗ використовувалися платформні ваги електронні МВСК(В) для зважування автомобільного транспорту МВСК-10-3-А, межа зважування 10 т (рис. 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

Вимірювання частоти обертання ведучого колеса мобільного енергетичного засобу проводилося за методиками, що докладно викладені в роботах [9 – 15]. Фрагмент вимірювання частоти обертання ведучих коліс представлений на рис. 3.7.

Теоретична швидкість при цьому розраховувалася за такою формулою:

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

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

Динамічний радіус кочення ведучого колеса МЕЗ визначався наступним чином. МЕЗ пересувалося горизонтальною ділянкою поля в режимі холостого ходу, що встановився, і при цьому приймалося два припущення: буксування ведучих коліс МЕЗ відсутнє (відсутність тягового навантаження); радіус кочення ведучих коліс МЕЗ при різних гакових навантаженнях приймався постійним.

Динамічний радіус кочення ведучих коліс МЕЗ визначався за формулою [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

Пройдений шлях визначався за допомогою датчика, встановленого на ведене колесо трактора, рис. 3.8. При цьому за кожен оберт колеса МЕЗ датчик вісім разів розмикав електричний ланцюг, що фіксувалося бортовим вимірювальним комплексом. Пройдений за дослідження шлях визначався за формулою [3 – 15]:

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

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

При проведенні досліджень визначалися три основні показники: температура, вологість, твердість та щільність. Використовуваний приладовий комплекс представлений на рис. 3.18.



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

Відомо, що одним із важливих експлуатаційних показників прохідності МЕЗ є поздовжньо-поперечна стійкість, що дозволяє виконувати роботи на полях з високими кутами схилу без перекидання.

Основним критерієм, що впливає на поздовжньо-поперечну стійкість, є величина нормальної реакції ґрунту на рушії МЕЗ, що розташовані на стороні, протилежній до перекидання.

Поздовжнє перекидання відбувається у двох випадках: при підйомі перекидання відбувається, коли передні колеса МЕЗ повністю розвантажуються та перекидання повністю визначається координатами центру мас; при спуску перекидання відбувається при повністю розвантажених задніх колесах МЕЗ і перекидання повністю визначається координатами центру мас та відстанню між осями передніх та задніх коліс.

Поперечне перекидання настає, коли одна зі сторін повністю розвантажуються, тобто відсутня нормальна реакція ґрунту та повністю визначається шириною колії та вертикальною координатою центру мас.

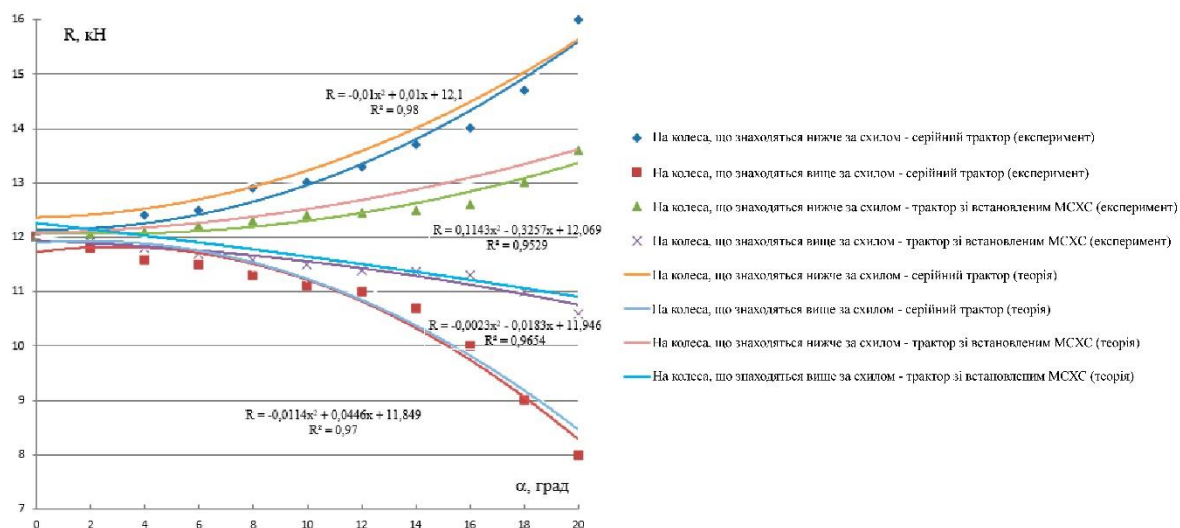
Проведені дослідження [3 – 10] показали, що поздовжньо-поперечну стійкість можна поліпшити за рахунок перерозподілу ваги всередині самого машинно-тракторного агрегату, використовуючи спеціальні пристрої. При цьому необхідно враховувати, що при розподілі ваги всередині МТА відбувається і зміна тягово-зчіпних властивостей МЕЗ. Тому при проведенні досліджень ставилося завдання щодо підвищення поздовжньо-поперечної стійкості з одночасним покращенням тягово-зчіпних якостей за рахунок збільшення нормального навантаження на ведучі колеса МЕЗ. Теоретичні дослідження, проведені в другому розділі, показали, що поздовжньо-поперечну стійкість мобільного енергетичного засобу можна підвищити за рахунок використання міжколісного стабілізатора ходової системи (МСХС), що дозволяє коригувати вагу самого МТА.

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

Для визначення впливу МСХС на поперечну стійкість були проведені експериментальні дослідження трактора класу 1,4 з колісною формулою 4к2, що представлені на рис. 4.1, 4.3. Результати досліджень у вигляді графіків показані на рис. 4.2 та 4.4...4.6.



Рисунок 4.1 – Фрагмент експериментальних досліджень з перерозподілу зчїпної ваги



Аналізуючи отримані дані необхідно відзначити, що зі збільшенням кута нахилу відбувається перерозподіл вертикального навантаження, що припадає на колеса рушії трактора. При горизонтальному розташуванні коліс вага, що припадає на рушії, рівномірно розподілений між обома

бортами трактора і становить 12 кН. При збільшенні кута нахилу відбувається поступовий перерозподіл ваги між колесами, розташованими на різних бортах трактора. Так при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса серійного трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 16 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 8 кН. Для МЕЗ із встановленим МСХС відповідно перерозподіл вертикального навантаження склав: при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 градусів до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса експериментального трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 13 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 11 кН. Таким чином, застосування МСХС не дозволило знизити навантаження на рушій, що знаходиться вище по схилу, в межах 4 кН за рахунок перерозподілу ваги.



Рисунок 4.3 – Фрагмент експериментальних досліджень з перерозподілу зчпної ваги

В рамках даного дослідження побудовано залежність збільшення сил реакції поверхні МТА від кута нахилу полів при включеному пристрої МСХС. Аналіз даних показав, що в діапазоні 0...15 град досить змінювати силу реакції поверхні за рахунок пристрою не більше ніж на 7%, тоді як при збільшенні кута нахилу від 15 град доцільно знижувати силу реакції на колеса, що знаходяться нижче по схилу до 15% та збільшувати силу реакції

на колеса, що знаходяться вище схилом до 29% за рахунок використання пристрою МСХС.

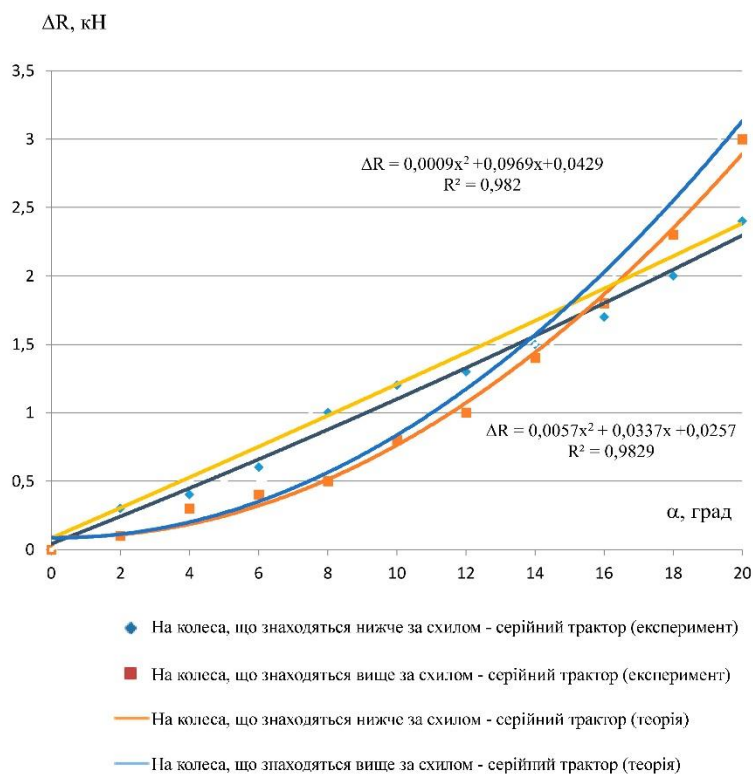


Рисунок 4.4 – Вплив кута нахилу на зміну реакції поверхні МТА за рахунок використання пристрою МСХС (поперечну стійкість)

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.

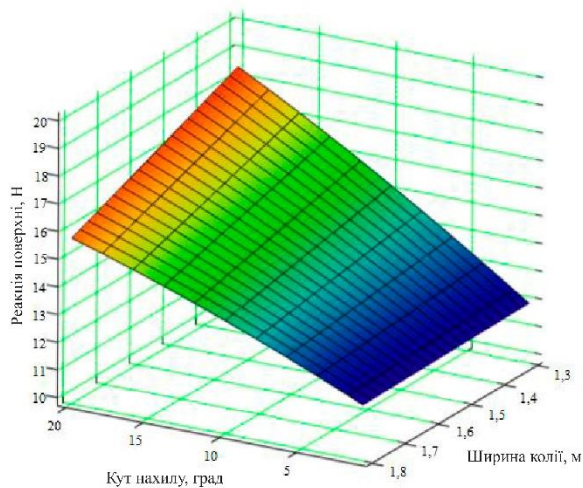


Рисунок 4.5 – Вплив кута нахилу та ширини колії на перерозподіл ваги МТА (поперечну стійкість)

Теоретичні розрахунки, виконані у другому розділі, показали, що в умовах одночасного збільшення ширини колії та кута нахилу вертикальне навантаження на колеса, що знаходяться нижче схилом для серійного трактора знижується нерівномірно. При куті нахилу поля до 5 градусів зі збільшенням ширини колії на 0,1 м вертикальне навантаження на колеса зменшується на 1,46% і досягає мінімального значення 11,24 кН при ширині колії 1,8 м, і збільшується до 11,76 кН при ширині колії 1,3 м. При виконанні серійним трактором польових робіт на схилах, що перевищують 15 градусів, відбувається значне збільшення вертикального навантаження на колеса, що знаходяться нижче по схилу. Зменшення ширини колії на 0,1 м призводить до зростання вертикального навантаження на колеса до 3,46 % і може досягати 18,34 кН при ширині колії 1,3 м.

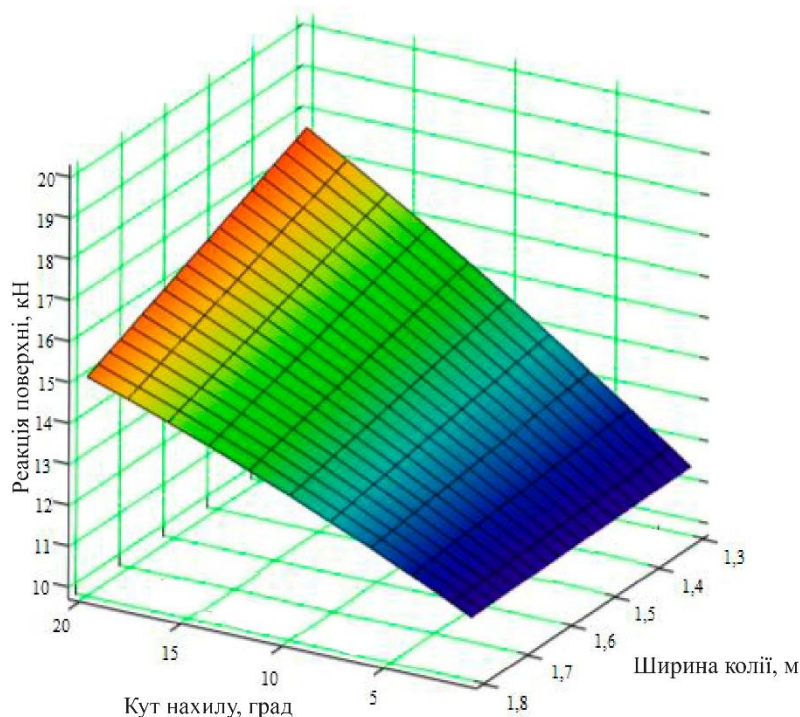


Рисунок 4.6 – Вплив кута нахилу та ширини колії на перерозподіл ваги МТА (поперечну стійкість).

Метою експериментів було виявлення збіжності отриманих у другому розділі наукових положень, висновків та рекомендацій роботи з

результатами виробничих досліджень руху трактора в польових умовах з урахуванням визначення впливу МСХС на поперечну стійкість трактора. Експериментальні дослідження показали, що поперечна стійкість трактора проявляється при взаємодії рушія з ґрунтом. Проведені в польових умовах серії досліджень встановили, що за умов схильного землеробства до 5 градусів зі збільшенням ширини колії на 0,1 м вертикальне навантаження на колеса зменшується на 1,37% і досягає мінімального значення 10,52 кН при ширині колії 1,8 м, і збільшується до 11,05 кН при ширині колії 1,3 м. При виконанні серійним трактором польових робіт на схилах, що перевищують 15 градусів, відбувається значне збільшення вертикального навантаження на колеса, що знаходяться нижче по схилу.

Зменшення ширини колії на 0,1 м призводить до зростання вертикального навантаження на колеса до 3,26% і може досягати 17,23 кН при ширині колії 1,3 м.

Для досягнення поставленої мети проводилася серія експериментів трактора в польових умовах при включеному пристрої, що перерозподіляє, МСХС. Результати експериментальних досліджень показали, що використання міжколісного стабілізатора ходової системи дозволяє регулювати вертикальне навантаження на колеса трактора у досить великому діапазоні силового впливу. Згідно з розрахунками, виконаними у другому розділі, при одночасному збільшенні кута нахилу та ширини колії вертикальне навантаження на колеса, що знаходяться вище по схилу для серійного трактора, знижується не рівномірно. При куті нахилу поля до 7 градусів зі збільшенням ширини колії на 0,1 м вертикальне навантаження на колеса зростає на 1,23% і досягає максимального значення 11,65 кН при ширині колії 1,8 м і зменшується до 11,16 кН при ширині колії 1,3 м. Під час виконання серійним трактором польових робіт на схилах, що перевищують 15 градусів, відбувається значне зниження вертикального навантаження на колеса, що знаходяться вище по схилу. Зменшення ширини колії на 0,1 м призводить до зменшення вертикального навантаження на колеса до 5,26%

і може досягати 8,24 кН при ширині колії до 1,3 м. При куті нахилу поля до 7 градусів зі збільшенням ширини колії на 0,1 м вертикальне навантаження на колеса зростає на 1,18% і досягає максимального значення 11,36 кН при ширині колії 1,8 м і зменшується до 11,12 кН при ширині колії 1,3 м. При виконанні серійним трактором польових робіт на схилах, що перевищують 15 градусів, відбувається значне зниження вертикального навантаження на колеса, що знаходяться вище по схилу.

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

Проведеними дослідженнями встановлено, що збільшення ширини колії підвищує поперечну стійкість МТА. Разом з тим, запропонований пристрій дозволяє змінювати і поздовжню координату центру мас трактора, що також відбивається на стабілізації положення МЕЗ та поліпшенні технологічних характеристик МТА. Експериментально підтверджено вплив пристрою та кута поздовжнього ухилу МТА на реакцію поверхні та перерозподіл вертикального навантаження у ходовій системі МЕЗ (рис. 4.7, 4.8) під час руху у бік підйому.

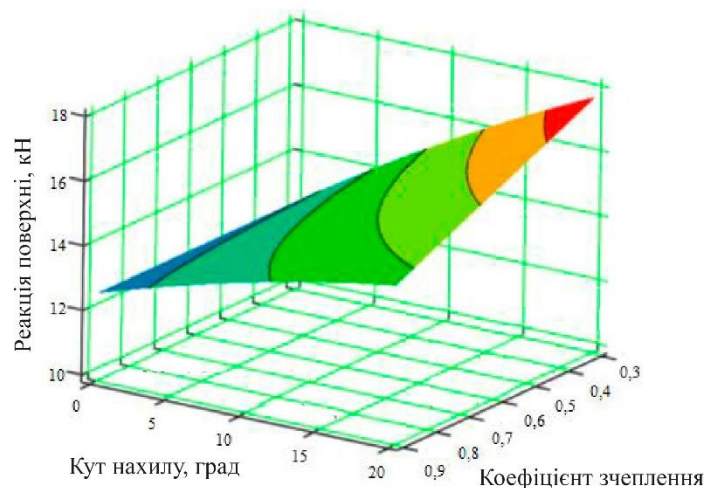


Рисунок 4.7 – Вплив кута нахилу та коефіцієнта зчеплення у поздовжньому напрямку на перерозподіл ваги експериментального МТА (теоретичні дослідження)

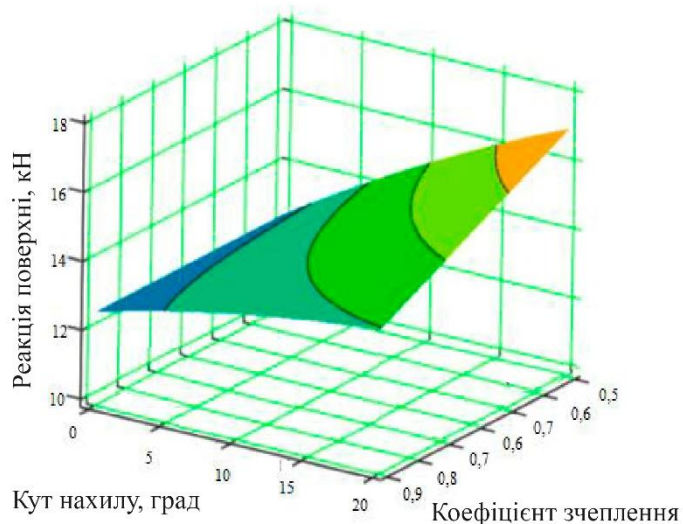


Рисунок 4.8 – Вплив кута нахилу та коефіцієнта зчеплення в поздовжньому напрямку на перерозподіл ваги експериментального МТА (колеса, що знаходяться нижче по схилу (експериментальні дані))

Взаємодія рушія з ґрунтом оцінювалося за впливом коефіцієнта зчеплення в поздовжньому напрямку на перерозподіл ваги МТА при виконанні польових робіт на схилах рельєфу місцевості, у важких дорожніх умовах та бездоріжжя, а також на полях, що мають значний поперечний ухил. З результатів експериментальних досліджень випливає, що стан і тип опорної поверхні значно впливає на вертикальні силові реакції поверхні і призводять до перерозподілу ваги МТА. Зі збільшенням кута нахилу до 20 град реакція поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться нижче схилом, збільшується на 1,24 кН і при включеному встановленому на тракторі пристрої МСХС зменшується до 0,98 кН. При виконанні польових робіт на свіжозораних полях зміна реакції поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться нижче по схилу, становить 4,9 кН і при використанні перерозподільного пристрою дозволяє зменшити силу до 3,4 кН

Отримані дані показують, що зі збільшенням кута нахилу до 20 град реакція поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться вище по схилу, знижується на 3,14 кН для серійного МЕЗ і при включеному пристрої МСХС зменшується на 2,82 кН. При виконанні польових робіт на свіжозораних полях зміна реакція поверхні, що припадає на колеса, що знаходяться вище

по схилу становить 3,2 кН, але пристрій МСХС дозволяє зменшити зусилля на 2,9 кН.

Таким чином використання перерозподільного пристрою дозволяє за рахунок зусилля, що виникає в тросовому зв'язку при роботі навіски трактора, знизити вертикальну силову реакцію поверхні під правим переднім рушієм з 6,12 кН до 5,23 кН і під заднім правим рушієм з 12,24 кН до 8,14 кН. При цьому збільшити вертикальну силову реакцію поверхні під лівим переднім рушієм з 6,11 кН до 7,24 кН і під заднім лівим рушієм з 12,13 кН до 15,68 кН. Зміни вертикальних силових реакцій поверхонь під колесами трактора при увімкненому пристрої відбуваються за рахунок зсунення центру мас трактора, що виникає при підвищенні зусилля тросового зв'язку пропонованого пристрою. Результати експериментальних досліджень показали, що використання міжколісного стабілізатора ходової системи дозволяє регулювати вертикальне навантаження на колеса трактора у досить високому діапазоні, коригуючи параметри його стійкості залежно від умов експлуатації.

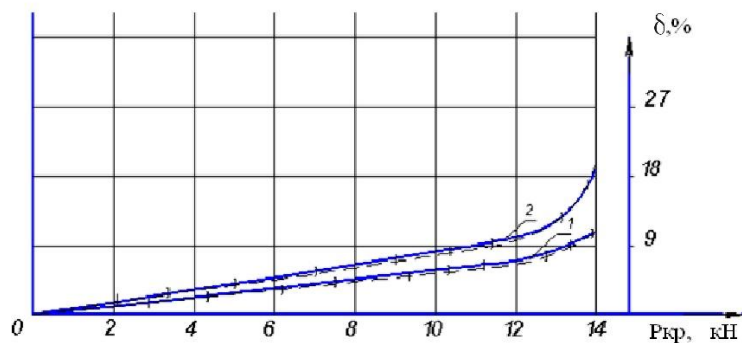
4.2 Результати тягових випробувань МЕЗ із пристроєм перерозподілу навантаження

Для об'єктивної оцінки тягових можливостей МЕЗ застосовують потенційну тягову характеристику, яка показує, яких тягових показників можна досягти забезпечивши відповідні умови роботи трактора. Для визначення впливу МСХС на тягові показники МЕЗ було проведено експериментальні дослідження, результати яких представлені на рис. 4.9.

Тягові випробування проводилися в реальних умовах експлуатації, на агрофонах, ґрунтовий фон яких за своїми характеристиками відповідав вимогам до проведення весняних польових робіт. Ґрунт за своїми фізико-механічними властивостями являв собою важкий суглинок, при цьому вологість ґрунту в середньому становила 26...28 %.

В якості завантажувального пристрою використовувався серійний трактор МТЗ-80, у якого в процесі зняття характеристик змінювалися

передавальні числа трансмісії та оберти двигуна. Після обробки отриманих експериментальних даних було побудовано тягову характеристику експериментального неповнопривідного трактора класу 1,4 з встановленим перерозподільним пристроєм у порівнянні з серійним МЕЗ МТЗ-80.



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 застосування в ходовій системі МЕЗ перерозподільного пристрою дозволило знизити величину буксування за однакового тягового зусилля із серійним МЕЗ. Так, при тяговому зусиллі 13,6 кН буксування серійного трактора становило 15,52 %, тоді як у трактора з МСХС – 9,1 %. Графік показує, що зі зростанням тягового зусилля відбувається збільшення буксування як трактора серійного, так і експериментального. Буксування серійного трактора зі збільшенням тягового зусилля до 14,0 кН становило понад 22 %, тоді як експериментального трактора – 11,2 %. Таким чином, установка пропонованого пристрою дозволила зменшити розмір буксування МЕЗ.

Порівняння ж тягового зусилля, що розвивається трактором при фіксації буксування показує, що, наприклад тягового зусилля в 12,1 кН відповідає буксуванню: серійного трактора – 11,2%, а експериментального – 7,4%. Таким чином, величина буксування серійного агрегату, виміряна в

процесі випробувань, на 25...28% вище за буксування експериментального трактора, а тягове зусилля нижче на 12,6 %.

ВИСНОВКИ

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень, проведених для вирішення наукового завдання щодо покращення технологічних параметрів мобільних енергетичних засобів за рахунок підвищення поздовжньо-поперечної стійкості сформовано такі обґрунтовані висновки:

1. На підставі проведеного аналізу встановлено, що природно-кліматичні та виробничі умови України надають великий вплив на ефективність використання та тягово-зчіпні властивості колісних енергетичних засобів. Підвищити ефективність МЕЗ можливо за рахунок використання їх на схилових поверхнях.

2. Запропоновано методологічне обґрунтування підбору та алгоритм формування конструкції пристроїв для підвищення поздовжньо-поперечної стійкості колісного МЕЗ.

3. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень виявлено вплив пристрою з перерозподілу ваги на поперечну стійкість та продуктивність МТА. Так при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса серійного трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 16 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 8 кН. Для МЕЗ із встановленим МСХС відповідно перерозподіл вертикального навантаження склав: при збільшенні кута нахилу поверхні з 0 градусів до 20 градусів вертикальне навантаження на колеса експериментального трактора, що знаходяться нижче по схилу, збільшилося з 12 кН до 13 кН, а у коліс, що знаходяться вище по схилу – знизилося з 12 кН до 11 кН. Таким чином, застосування МСХС не дозволило знизити навантаження на рушій, що знаходиться вище по схилу, в межах 4 кН за рахунок перерозподілу ваги.

4. Встановлено, що використання запропонованого пристрою підвищує тягово-зчіпні властивості МЕЗ, за рахунок перерозподілу зчіпної ваги та коригування вертикального навантаження на рушій.

Експериментально підтверджено, що застосування в ходовій системі МЕЗ перерозподільного пристрою дозволило знизити величину буксування за однакового тягового зусилля з серійним МЕЗ. Так, при тяговому зусиллі 13,6 кН буксування серійного трактора становило 15,52 %, тоді як у трактора з МСХС – 9,1 %. При збільшенні тягового зусилля до 14,0 кН буксування відповідно становило 22% та 11,2%. Тягове зусилля МЕЗ із пристроєм на 12,6 % більше порівняно із серійним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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. Лебедев та інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – Харків, 2006. – 164 с.
4. Лебедев А.Т. Трактори та автомобілі. Ч. 3.Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – 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-Induced 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