

**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 «Стабілізація довантаження трактора зі сторони напівпричепа-
розкидача органічних добрив»**

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)

Павленко М.Ю.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Сикальчук Назарій Вікторович

(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
Сикальчуку Назарію Вікторовичу

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Стабілізація довантаження трактора зі сторони напівпричепа-розкидача органічних добрив»
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 розкидачів органічних добрив

Перелік питань які потрібно розробити

- 1 Стан питання і завдання дослідження
- 2 Дослідження розподілу ваги причіпного ТТА за його опорами
- 3 Методика проведення експериментальних досліджень
- 4 Визначення силових і кінематичних параметрів причіпного ТТА з ТДП

Висновки

Перелік графічного матеріалу: мета та завдання дослідження; аналіз способів та технічних рішень; пристрій 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 69 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації та ілюстрована 38 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Стабілізація довантаження трактора зі сторони напівпричепа-розкидача органічних добрив»

Отримано залежність, що дозволяє з урахуванням умов використання причіпного ТТА, оснащеного ТДП (кут схилу полів, коефіцієнт опору пересуванню і т.п.) визначати його раціональну вантажопідйомність, що забезпечує підвищення техніко-економічної ефективності. Встановлено закономірності, що враховують висоту подоланих причіпним ТТА нерівностей при виїзді його з поля на дорогу, які дозволяють знайти основні параметри конструктивних елементів ТДП. З урахуванням закону розподілу висоти подоланих нерівностей з характеристиками: максимальне значення висоти – 0,12 м, середнє – 0,05 м, залежними від бази трактора, визначені довжини: балки – 3,205м, сережки – 0,393м, маятника – 0,377м.

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

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП..... | 6 |
| РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ..... | 7 |
| 1.1 Технологічні схеми тракторного транспортного агрегату та їх аналіз ... | 7 |
| 1.2 Технічні рішення з довантаження трактора з боку причепа і їх аналіз. | 14 |
| РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ВАГИ ПРИЧІПНОГО ТТА ЗА ЙОГО ОПОРАМИ..... | 21 |
| 2.1 Визначення допустимого вертикального навантаження на гідроначіпку трактора зі сторони причепа | 21 |
| 2.2 Розробка конструкторсько-технологічної схеми тягово-довантажуючого пристрою до причепа | 25 |
| 2.3 Схема руху причіпного ТТА з ТДП по пересіченій місцевості | 28 |
| 2.4 Дослідження силових параметрів ТДП до причепа | 33 |
| 2.5 Визначення раціональної вантажопідйомності тракторного причепа, оснащеного ТДП..... | 39 |
| 2.6 Дослідження впливу ТДП до причепа на розподіл його ваги по опорах..... | 41 |
| РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... | 45 |
| 3.1 Вибір об'єкта дослідження..... | 45 |
| 3.2 Методика визначення висоти нерівностей, які може здолати причіпний ТТА | 46 |
| 3.3 Визначення буксування рушіїв трактора..... | 47 |
| 3.4 Визначення годинної витрати палива трактором | 52 |
| 3.5 Методика визначення розподілу ваги причепа, оснащеного ТДП, за його опорами | 54 |
| РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОГО ТТА З ТДП | 57 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.1 | Визначення кінематичних параметрів ТДП до причепа | 57 |
| 4.2 | Вибір параметрів ТДП, що забезпечують допустиме довантаження трактора..... | 60 |
| 4.3 | Результати експериментальних досліджень і їх аналіз | 61 |
| 4.3.1 | Лабораторні дослідження впливу ТДП на розподіл ваги причепа за опорами | 61 |
| 4.3.2 | Оцінка буксування і паливної економічності базового і запропонованого варіантів ТТА | 62 |
| | ВИСНОВКИ..... | 64 |
| | ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 66 |
| | ДОДАТКИ..... | 78 |

ВСТУП

Витрати праці і коштів на транспортні роботи складають близько 40% від загальних при обробленні сільськогосподарських культур. Питома вага перевезень тракторним транспортом становить 50...60% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень. Найбільшого поширення в порівнянні з сідельною і напівпричіпною схемою компоновання тракторних транспортних агрегатів отримала причіпна. Вона відрізняється простотою агрегування і не залежить від конструкції ходової і несучої частини трактора. Недоліком причіпної схеми агрегату є її низькі зчіпні властивості, що не дозволяють досягти високого ступеня завантаження двигуна трактора. Це особливо помітно при постійному зростанні потужності двигунів тракторів, ступінь завантаження яких на транспортних роботах не перевищує 75%. Тому великого народногосподарського значення набуває підвищення ефективності використання причіпних тракторних транспортних агрегатів (ТТА), для чого треба вдосконалити тягово-довантажувальний пристрій (ТДП) і досліджувати розподіл ваги агрегату, оснащеного вдосконаленим ТДП, за його опорами.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для перевезення сільськогосподарських вантажів використовуються як автомобільний транспорт, так і тракторні причепа, і напівпричепа, а також технологічні транспортні засоби у вигляді розкидачів добрив [13, 35].

Тракторний транспорт використовують переважно на базі колісних тракторів, як найбільш пристосованих для транспортних робіт. Ефективність застосування колісних тракторів на внутрішньогосподарських перевезеннях обґрунтовується, насамперед, можливістю їх руху як по асфальтованих, так і по ґрунтових дорогах. Питома вага перевезень тракторним транспортом становить 50...60% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень в сільському господарстві [4, 5, 20]. Колісний трактор використовують на: збирання цукрових буряків, вивезення гною з тваринницьких ферм, транспортуванні соломи та силосу, підвезення насіння, внесення добрив, доставки кормів на тваринницькі ферми тощо [34].

1.1 Технологічні схеми тракторного транспортного агрегату та їх аналіз

Останнім часом споживачі сільськогосподарських тракторів вважають за краще купувати моделі все більш високої потужності. Проведений аналіз технічних характеристик випущених тракторів підтверджує зростання їх енергонасиченості [2, 3, 6, 37].

На сучасному етапі розвитку сільського господарства існує проблема раціонального використання тракторів. При роботі двигуна на номінальному швидкісному режимі потужність, що ним розвивається, на деяких сільськогосподарських операціях використовується не повністю [23]. Отже, недовикористання потужності призводить до зниження продуктивності МТА, збільшується матеріалоємність агрегатів і питома витрата палива, в результаті зменшується економічна ефективність [9, 14].

При роботі тракторного транспортного агрегату (ТТА) неминуче відбувається вплив рушіїв на ґрунт, що негативно позначається на врожайність сільськогосподарських культур. Практика показує, що сумарна площа слідів приблизно в 2 рази перевищує площу поля, з цієї причини недобір врожаю досягає 40% [15, 22]. Запобігання негативного впливу рушіїв на ґрунт вирішується за трьома напрямками:

1. Технологічний, що полягає в розробці раціональних маршрутів руху машин, формуванні постійних смуг для проїзду техніки, використанні перевантажувальної технології при взаємодії з транспортними засобами та ін. Ці заходи широко використовуються у вітчизняній практиці в останні роки (індустріальні технології).

2. Агрономічний (стосується ґрунтів, які є сільськогосподарськими угіддями), що полягає в підвищенні здатності ґрунту протистояти ущільнюючим і зсувним навантаженням і дотримання якісних показників при обробці ґрунту, введення додаткових операцій розщільнення.

3. Конструкторський, що полягає в удосконаленні техніки і її рушіїв, що сприяє усуненню або зниженню негативних впливів на ґрунт. Завдяки цьому напрямку ґрунт можна вберегти від переущільнення, що призведе до збереження його потенційної і ефективної родючості і дозволить уникнути також зайвих витрат енергії на ґрунтообробку, які в даний час досить значні.

Конструкторський напрямок є ефективним засобом вирішення проблеми, оскільки відносно легше (і дешевше) запобігти механічному впливу рушіїв на ґрунт, ніж потім усувати його наслідки.

При вдосконаленні техніки і її рушіїв часто стикаються з проблемою прохідності колісних тракторів [38].

Способи підвищення прохідності колісних тракторів нерозривно пов'язані з поліпшенням тягово-зчіпних властивостей. Основними заходами, спрямованими на поліпшення тягових якостей і прохідності колісних тракторів є: збільшення зчіпної маси; застосування раціональних розмірів шин і рисунка протектора; встановлення оптимального тиску

повітря в шинах; використання всіх коліс трактора в якості ведучих; раціональний розподіл за вісями експлуатаційної маси; збільшення опорної поверхні і ефективності зачеплення ведучих коліс (застосування додаткових пристосувань); застосування активних причепів і робочих органів сільськогосподарських машин; блокування диференціалів ведучих коліс [32]. Всі ці способи можна класифікувати за такими ознаками (рис. 1.1): розподіл потоку потужності двигуна; зміна зчіпної ваги трактора; удосконалення ходової системи.



Рисунок 1.1 – Класифікація способів поліпшення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів

Найпоширенішими способами поліпшення тягово-зчіпних властивостей трактора є способи, спрямовані на збільшення зчіпної маси.

Збільшення зчіпної маси здійснюють навішуванням на ведучі колеса додаткових вантажів, а також заповнення рідиною шин ведучих коліс.

Однак ці заходи збільшують, з одного боку, силу тяги, а з іншого – енергію, яка витрачається двигуном на переміщення баласту.

У нашій країні для транспортування вантажів в сільському господарстві використовують напівпричепи і причепи, що сполучаються з енергетичними засобами за допомогою зчіпного пристрою, гідрогаку або сидельного пристрою. Кожна із зазначених компоновальних схем ТТА має свої позитивні і негативні сторони.

Дослідженням різних схем агрегатів займалися такі вчені, як Гребньов В.П. [29, 30, 31], Ворохобін А.В. [18, 29, 30, 31], Щітов С.В., Охотніков Б.Л., Скурятін Н.Ф., Кутьков Г.М., Ксеневіч І.П., Завалишин Ф.С. [38], Горшков Ю.Г. [24, 25], Отаманов Ю.Є. [8], Волощенко А.Є. [16, 17], Гуськов Ю.А. [33], Євтюшенков Н.Є. [35], Єгоров В.М. [36], Мацнев М.Г. та ін.

Основу тракторного парку причепів становлять причепи загального призначення – 70...75%, інша частка припадає на розкидачі органічних і мінеральних добрив – 25...30%. Причіпний варіант ТТА найбільш поширений, оскільки він відрізняється простотою агрегування і не залежить від конструкції ходової і несучої частини трактора. Найбільша ефективність застосування причіпного ТТА досягається при збільшенні його зчіпного ваги.

Дослідження роботи різних схем тракторного транспорту в важкопрохідних дорожніх умовах представлено в роботі [17]. Авторами були проведені дослідження ефективності напівпричіпного ТТА, що агрегується завдяки гідрогаку і сидельного пристрою. При русі агрегату сидельної схеми, загальної маси 6 т, по снігу, буксування трактора досягало 35%, а у трактора, з'єданого з напівпричепом через гідрогак – 65%. У трактора, з'єданого з напівпричепом через сидельний пристрій, в початковий момент руху відбувається відрив переднього моста від дороги. Пов'язано це з тим, що висота приєднання дишла напівпричепа до трактора 1,4 м, а довантаження від напівпричепа становить 1т. Зі збільшенням вантажопідйомності сидельної схеми агрегату, при русі по перезволоженій

грунтовій дорозі, безперервно зростає і продуктивність, але при загальній масі агрегату понад 9 т зростання продуктивності помітно знижується.

При русі по снігу найбільше зростання продуктивності спостерігається при загальній масі агрегату 5,5 т, подальше збільшення маси вантажу призводить до різкого зростання буксування, і, яка наслідок, до зниження продуктивності ТТА.

Також в роботі [17] проводилися дослідження по ефективності причіпного ТТА в важкопрохідних дорожніх умовах. При русі по снігу глибиною 40...45 см трактор типу 4×4 загальною масою 3 т при масі вантажу в причепі до 5 т, з розподілом маси за вісями – 1/3 на передню і 2/3 на задню, буксував повністю. При русі по перезволоженій ґрунтовій дорозі при масі вантажу 10 т буксування склало 50%. Автори, оцінюючи ефективність причіпного ТТА, отримали наступні результати: при масі вантажу в причепі більше 8 т, при русі по перезволоженій ґрунтовій дорозі, продуктивність ТТА зменшується; при русі по снігу зниження продуктивності ТТА відбувається при масі вантажу понад 3 т. Пояснюється це тим, що при збільшенні маси вантажу в причепі різко зростає буксування трактора, а відбувається це через нестачу зчіпної ваги.

На підставі отриманих результатів досліджень різних схем ТТА при русі в важкопрохідних дорожніх умовах можна зробити висновок, що продуктивність сідельної схеми ТТА вище в порівнянні з причіпною схемою. У свою чергу, вантажопідйомність причіпної схеми ТТА лімітується тягово-зчіпними властивостями трактора, а сідельної схеми ТТА стійкістю і керованістю.

В роботі [39] розглядається рух сідельної схеми ТТА на схилах від 3° до 8°, а за показниками керованості і зчеплення з опорною поверхнею визначаються граничні значення мас вантажу. Тягові якості трактора оцінюються можливістю повороту на підйомах і коефіцієнтом буксування. Автор рекомендує зменшити висоту точки з'єднання машин і зміщувати її в базу трактора для поліпшення умов керованості, оскільки високе положення

сідла призводить до створення перекидаючого моменту від сили тяги. Але варто зазначити, що для трактора ЛТЗ-145 зменшення висоти точки з'єднання до значення менш 1,4 м і можливість зсуву точки причепа вперед більш ніж на 0,4 м представляється малоімовірним через компоновку трактора (заважає кабіна). Отримані результати досліджень допомогли автору відзначити ряд істотних недоліків: складність приєднання сідельного напівпричепа; погана керованість і стійкість сідельного варіанту; велика, у порівнянні з гідроаком, вага; відсутність спеціальних сідельних напівприцепів до універсально-просапних тракторів.

На підставі виконаних досліджень був зроблений висновок, що зниження висоти точки з'єднання машин і зміщення її в базу трактора призведуть до збільшення вантажопідйомності агрегату.

Автори робіт [16, 38] вказують на необхідність довантаження трактора вагою від напівпричепа. Для проведення досліджень було взято ТТА що складається з трактора ХТЗ-150К схеми 4×4 з колесами однакового діаметра з сідельним напівприцепом 1ПТС-6С. При розгляді руху ТТА по полю, підготовленому під сівбу, починаючи з загальної маси напівпричепа 5,3 т, довантаження заднього моста трактора напівприцепом призводить до зменшення буксування і питомих витрат енергії. Так, при загальній масі вантажу 10 т мінімум витрат енергії буде досягтися при довантаженні в 2 т. Для напівпричепа загальною масою 6 т збільшення довантаження призведе до зменшення витрат енергії. І тільки для напівпричепа загальною масою 4 т необхідності в довантаженні немає, тому що вона тягне за собою незначне збільшення витрат енергії. Виходячи з цих даних, можна зробити висновок, що зниження буксування і витрат енергії буде спостерігатися при загальній масі вантажу від 5 до 10 т. Варто відзначити, що показники будуть подібними при русі ТТА по перезволоженій ґрунтовій дорозі.

На підставі отриманих результатів дослідження були зроблені наступні висновки: при русі ТТА (в різних по прохідності дорожніх умовах) збільшення довантаження трактора від ваги напівпричепа до 2 т сприяє

поліпшенню прохідності і зниження питомих енерговитрат; гранична величина довантаження трактора типу ХТЗ-150К лімітується міцністю трактора.

Використання напівпричепів, які агрегатуються за допомогою гідрогаку, дозволяє збільшити зчїпну вагу ТТА за рахунок довантаження задніх коліс трактора від дишла напівпричепа і перерозподілу ваги з передньої вісі трактора. В результаті часткового розвантаження переднього моста може спостерігатися погіршення керованості трактора, тому навантаження на гідрогак від напівпричепа обмежують. Наприклад, для тракторів класу 1,4 навантаження на гідрогак трактора становить 1 т. Крім того, з ростом вантажопідйомності напівпричіпного ТТА, в порівнянні з причіпним варіантом, збільшується тиск ведучих коліс на ґрунт.

Використання сідельних напівпричепів дозволяє не допустити розвантаження передніх коліс трактора за рахунок дії довантажуючого зусилля від напівпричепа. При цьому сідельний пристрій зміщують в базу трактора ближче до кабіни або розміщують над заднім мостом. Для цього необхідні трактори з розподілом ваги по вісях – 1/3 на задню, 2/3 на передню і зі зміщеною від заднього мосту до кабіни. Зважаючи на особливості конструкцій більшості тракторів, реалізувати сідельну схему ТТА не надається можливим. Також у сідельній схемі ТТА маса вантажу обмежена через високе положення сідла, яке веде до утворення великого перекидаючого моменту. З цих причин сідельна схема ТТА найменш поширена в сільськогосподарському виробництві і використовується в основному при транспортуванні великотоннажних вантажів на тракторах класу 3 або на вантажних автомобілях.

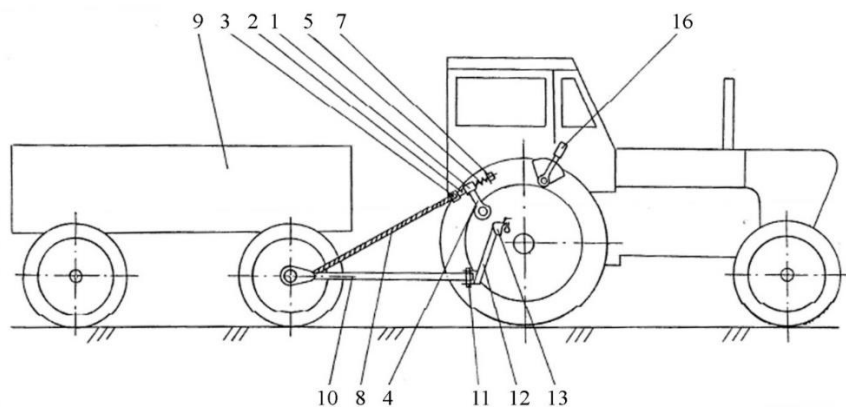
Причіпний варіант тракторного транспортного агрегату менш ефективний, оскільки не здійснюється довантаження трактора, а, отже, виключається можливість підвищення вантажопідйомності агрегату і зниження буксування ведучих коліс.

1.2 Технічні рішення з довантаження трактора з боку причепа і їх аналіз

Отже, найбільш високі можливості підвищення вантажопідйомності і керованості у сідельного агрегату, менші – у напівпричіпного, тому що збільшення вертикального навантаження на причіпний пристрій трактора з боку напівпричепа обмежується насамперед стійкістю і керованістю на підйомах. Причіпний варіант ТТА менш ефективний, оскільки не здійснюється довантаження трактора, а, отже, виключається можливість підвищення вантажопідйомності агрегату і зниження буксування ведучих коліс.

З метою підвищення ефективності причіпних ТТА запропонований ряд тягово-довантажуючих засобів, розглянемо їх.

Відомий пристрій для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з причепами – рис. 1.2. Метою створення даного пристрою є автоматичне регулювання зчпної ваги, що припадає на задні колеса трактора залежно від тягового опору причепа, зниження коливань тягового навантаження на гаку трактора і поліпшення керованості агрегату.



1 – траверса; 2 – тяга; 3 – ролик; 4 – підйомні важелі; 5 – пружина; 6 – опорна шайба; 7 – гайка; 8 – гнучкий елемент (трос); 9 – передня вісь причепа; 10 – дишло причепа; 11 – причіпна планка; 12 – важіль; 13 – серезка силового датчика; 14 – пружина; 15 – тяга; 16 – рукоятка

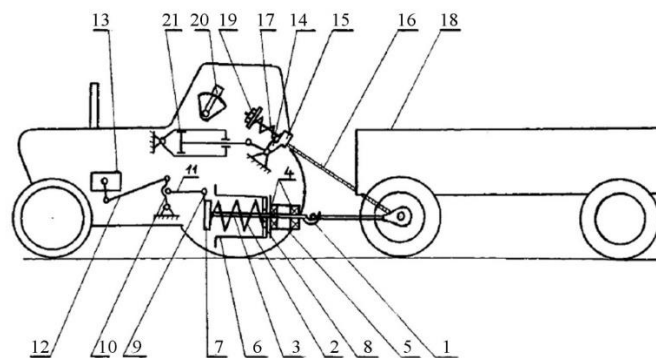
Рисунок 1.2 – Загальний вигляд транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісних тракторів

Пристрій містить траверсу 1 і тягу 2 з роликом 3. Траверса 1 закріплена на підйомних важелях 4 начіпного механізму трактора. Тяга 2 має пружину 5 з опорною шайбою 6 і зафіксована на траверсі 1 гайкою 7. Через ролик 3 пропущений гнучкий елемент (трос) 8, який своїми кінцями закріплений на передній вісі причепа 9. Дишло 10 причепа пов'язане з причіпною планкою 11 важеля 12 сережки 13 силового датчика, пружина 14 якого, через тягу 15, пов'язана з золотниковим пристроєм регулятора, керованого рукояткою 16. Важіль 12 кріпиться на сережці 13 двома пальцями.

Пристрій дозволяє забезпечувати однакове розвантаження обох передніх коліс причепа, що покращує керованість транспортного засобу при криволінійному русі, особливо на крутих поворотах.

Недоліком цього пристрою є необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора або дишла причепа.

Відомий пристрій для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двохвісними причепами – рис. 1.3.



1 – причіпний гак; 2 – пружина; 3 – шток; 4 – підшипники кочення; 5 – задня кришка; 6 – корпус буксирного пристрою; 7 – буфер; 8 – упорна шайба; 9, 10 – важелі; 11, 12 – тяги; 13 – силовий регулятор; 14 – підйомні важелі; 15 – поперечна траверса; 16 – трос; 17 – пружина; 18 – причіп; 19 – гайка; 20 – рукоятка керування; 21 – гідроциліндр

Рисунок 1.3 – Загальний вигляд транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двохвісними причепами

Винахід відноситься до колісних тракторів, обладнаних автоматичним силовим регулятором начіпної системи, а саме до пристроїв для підвищення прохідності і продуктивності колісних тракторів при агрегуванні їх з двохвісними причепами. Він містить причіпний гак 1 з пружиною 2. Дишло причепа шарнірно пов'язане з причіпним гаком 1, виконаним заодно зі штоком 3. Опорами штока є підшипники кочення 4, які встановлені в задній кришці 5 корпусу буксирного пристрою 6. Витя пружина 2 встановлена між буфером 7 і упорною шайбою 8, розташованими в корпусі 6. Ця пружина виконує функції силового датчика, оскільки шток 3 переднім кінцем кінематично, за рахунок важелів 9 і 10 і тяг 11 та 12, пов'язаний з приводом золотника силового регулятора 13.

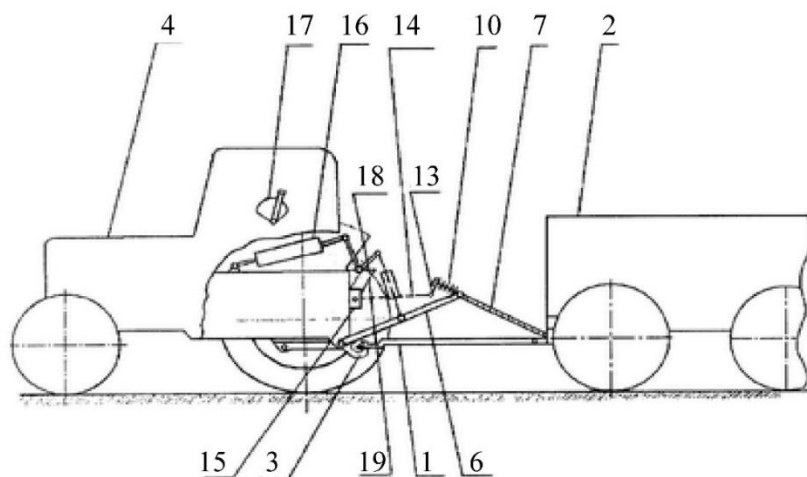
Для забезпечення довантаження задніх коліс трактора на підйомні важелі 14 його начіпки встановлена поперечна траверса 15, яка має гнучкий зв'язок (трос 16 з пружиною 17) з балкою переднього моста причепа 18. Попередній натяг пружини 17 забезпечується за рахунок гайки 19.

Пристроєм для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двохвісними причепами знижується не тільки буксування задніх коліс трактора, а й коливання тягового опору причепа. Недоліком цього пристрою є значне зниження керованості трактора і необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора.

Відомий зчіпний пристрій для з'єднання колісного трактора з причепом – рис. 1.4. Мета винаходу – створення пристрою, що дозволяє поліпшити прохідність трактора при роботі з двохвісним причепом за рахунок автоматичного регулювання сили натягу і кута нахилу до горизонту гнучкого силового зв'язку цього трактора з причепом. Винахід відноситься до колісного трактора, обладнаного позиційно-силовим регулятором начіпки, а саме до зчіпних пристроїв для з'єднання цього трактора з двохвісним причепом.

Пристрій містить жорсткий силовий зв'язок, що з'єднує дишло 1 причепа 2 з гідрогаком 3 трактора 4 і гнучкий силовий зв'язок, що з'єднує

поперечину 5 нижніх поздовжніх тяг 6 начіпки трактора 4 з передньою віссю причепа 2. Гнучкий силовий зв'язок поперечки 5 з передньою віссю причепа 2 утворений тросом 7, пропущеним через ролик 8, що закріплений на тязі 9, яка пов'язана з поперечиною 5 через пружину 10, що має опорну шайбу 11 і зафіксована на поперечині 5 гайкою 12. Пружина 10 через сполучну ланку 13 і зворотний зв'язок 14 пов'язана з силовим регулятором 15, який з'єднаний з гідроциліндром 16.



1 – дишло; 2 – причіп; 3 – гідрогак; 4 – трактор; 5 – поперечина; 6 – поздовжні тяги начіпки трактора; 7 – трос; 8 – ролик; 9 – тяга; 10 – пружина; 11 – опорна шайба; 12 – гайка; 13 – сполучна ланка; 14, 19 – зворотний зв'язок; 15 – силовий регулятор; 16 – гідроциліндр; 17 – рукоятка; 18 – датчик

Рисунок 1.4 – Загальний вигляд колісного трактора з причепом, оснащеним зчіпним пристроєм

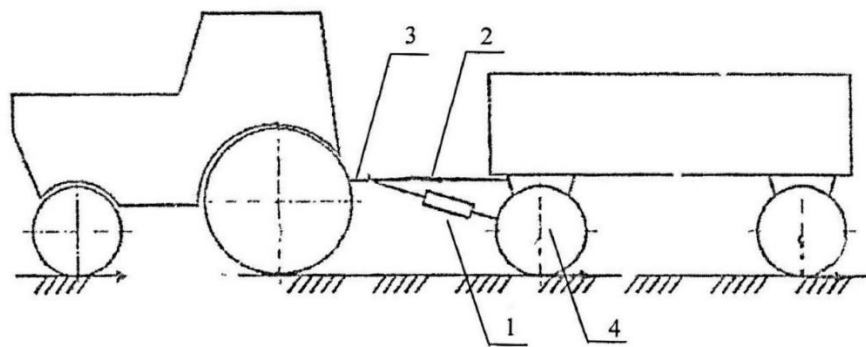
Керування регулятором 15 здійснює рукоятка 17 його налаштування. Поперечина 5 кінематично з'єднана з датчиком 18, пов'язаним через зворотний зв'язок 19 з позиційним регулятором 15. Зворотні зв'язки 14 і 19 можуть бути механічного або електричного типу в залежності від типу позиційно-силового регулятора.

Застосування запропонованого пристрою сприяє зниженню буксування задніх ведучих коліс трактора, що веде до поліпшення його

прохідності при роботі з двохвісним причепом, збільшення вантажоперевезень і поліпшенню керованості розглянутого трактора.

Недоліком цього пристрою є те, що через високе розташування поперечки, до якої кріпиться траверса, відбувається різке розвантаження передніх коліс трактора.

Відомий допоміжний пристрій – автоматичний коректор зчпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двохвісними причепами – рис. 1.5 – автоматичний коректор зчпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двохвісними причепами, що містить жорсткий силовий зв'язок, який з'єднує дишло причепа зі зчпним пристроєм трактора, датчики буксування і розподілу зусиль і додатковий гідроциліндр, який відрізняється тим, що додатковий гідроциліндр встановлений під дишлом причепа між зчпним пристроєм трактора і мостом (балкою) причепа. Додатковий гідроциліндр з'єднаний з основною гідравлічною системою трактора сполучними гідравлічними шлангами, а датчики буксування і розподілу зусиль встановлені на ведучих колесах задньої вісі трактора.



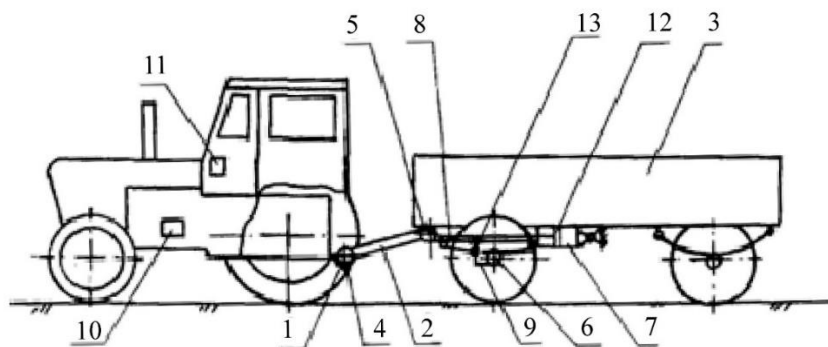
1 – автоматичний коректор зчпної ваги; 2 – дишло причепа; 3 – зчпний пристрій трактора; 4 – задня вісь причепа

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд колісного трактора з причепом, оснащеним автоматичним коректором зчпного ваги

Недоліком цього пристрою є розташування запропонованого тягового елемента під гострим кутом до дишла причепа, що вимагає великих зусиль для передачі сили, яка довантажує трактор, і змушує працювати гідроциліндр в нераціональному режимі.

Відомий пристрій для підвищення прохідності колісного трактора з двохвісним причепом – рис. 1.6. Винахід відноситься до області транспортного машинобудування. Завдання винаходу – підвищення прохідності транспортного агрегату за рахунок збільшення зчіпної ваги ведучих коліс трактора і зменшення опору на перекочування причепа.

Пристрій містить причіпний гак 1. Дишло 2, яке шарнірно пов'язане з двохвісним причепом 3 і гідроначіпною системою трактора 4, за допомогою шарніра 5. Передня вісь причепа 6 з'єднана з гідроциліндром 7, який має шток 8 з'єднаний з важелем 9. Датчик буксування ведучих коліс трактора 10, пов'язаний з приводом золотника розподільника 11 гідроначіпної системи 4. Гідроначіпна система трактора 4 з'єднана з гідроциліндром 7 причепа 3, який має поршень 12, що через систему важелів пов'язаний з передньою віссю причепа 13.

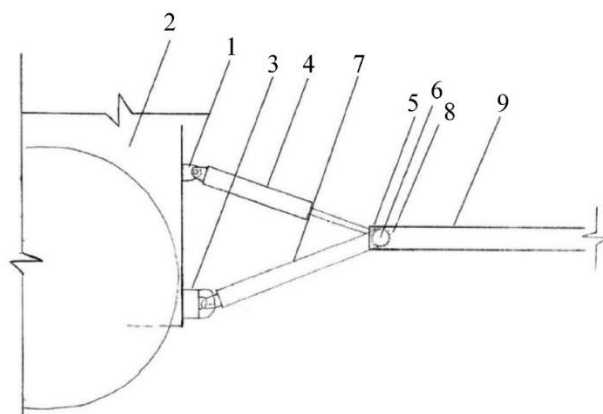


1 – причіпний гак; 2 – дишло; 3 – причіп; 4 – гідроначіпна система трактора; 5 – шарнір; 6 – передня вісь причепа; 7 – гідроциліндр; 8 – шток; 9 – важіль; 10 – датчик буксування ведучих коліс трактора; 11 – привід золотника розподільника; 12 – поршень; 13 – передня вісь причепа

Рисунок 1.6 – Загальний вигляд транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісного трактора з двохвісним причепом

Застосування запропонованого пристрою робить можливим автоматично регулювати буксування ведучих коліс трактора, тим самим підвищувати прохідність і знижувати витрати палива ТТА. Недоліком цього пристрою є складність руху агрегату по пересіченій місцевості і неможливість коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА.

Відомий автоматичний коректор зчіпної ваги для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з причепами – рис. 1.7. Винахід відноситься до сільськогосподарського транспорту, а саме до додатково встановлюваних допоміжних пристроїв для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з причепами в умовах руху по слизькій дорозі, бездоріжжю, ґрунтів малої несучої здатності, наявності підстилаючого мерзлотного шару.



1 – кронштейн; 2 – трактор; 3 – зчіпний пристрій; 4 – гідроциліндр; 5 – шток; 6 – кріпильний шарнір; 7 – рухливо зчленоване дишло; 8 – поворотна пружина; 9 – балка основного дишла

Рисунок 1.7 – Принципова схема автоматичного коректора зчіпної ваги для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з причепами

Пристрій містить кронштейн 1, що має вигляд карданного шарніра з хрестовиною, який встановлено на корпусі трактора 2 вище його зчіпного пристрою 3. Закріплено на кронштейні 1 додатковий гідроциліндр 4, робоча частина штока 5 якого впирається в кріпильний шарнір 6 рухливо зчленованого дишла 7, підпружиненого горизонтальною поворотною пружиною 8 і входить в балку основного дишла 9 причепа. Датчики буксування і розподілу зусиль встановлені на ведучих колесах задньої вісі трактора. Недоліком цього пристрою є значне розвантаження передніх коліс трактора через збільшення плеча прикладання гакowego зусилля.

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ВАГИ ПРИЧІПНОГО ТТА ЗА ЙОГО ОПОРАМИ

2.1 Визначення допустимого вертикального навантаження на гідроначіпку трактора зі сторони причепа

Подолання підйому і рух ТТА по пересіченій місцевості – це найбільш складні умови при взаємодії зчіпного пристрою трактора з причепом. Розглянемо елементи руху ТТА на підйомі.

В цьому випадку, в поздовжній площині на агрегат в складі трактор 4×2 кл. 1,4, що агрегатується з причепом за допомогою зчіпного пристрою, діють наступні сили – рис. 2.1: вага навантаженого причепа $G_{\text{ПР}}$ з координатами $(a_{\text{ПР}}, h_{\text{ПР}})$; Z_{T1}, Z_{T2} – реакції опорної поверхні на колеса причепа; X_{T1}, X_{T2} – сили опору коченню коліс причепа; $P_{i\text{ПР}}$ – сила інерції поступально рухомих мас причепа з координатами $(a_{\text{ПР}}, h_{\text{ПР}})$; $R_{\text{КР}}$ – реакція взаємодії трактора і причепа (зі сторони причепа), що прикладена в точці їх з'єднання, з координатами $(L_{\text{КР}}, h_{\text{КР}})$; вага трактора $G_{\text{ТР}}$, що прикладена в центрі мас з координатами $(a_{\text{ТР}}, h_{\text{ТР}})$; реакція опорної поверхні на передні Z_K та на задні Z_j колеса; X_j – рушійна сила; X_K – сила опору коченню керованих коліс; $P_{\text{КР}}$ – сила взаємодії трактора і причепа (зі сторони трактора), що прикладена в точці їх з'єднання, з координатами $(h_{\text{КР}}, L_{\text{КР}})$; $P_{i\text{ТР}}$ – сумарна сила інерції поступально рухомих мас трактора, з координатами $(a_{\text{ТР}}, h_{\text{ТР}})$.

Також в поздовжній площині діють дотичні сили інерції обертових деталей, розміщених на поперечних валах: деталі трансмісії, колеса. Моментами, що створюються зазначеними дотичними силами інерції, а також опором повітря, нехтуємо зважаючи на їх відносно невеликий вплив на загальну динаміку агрегату.

Сила P_{KP} , що прикладена в точці з'єднання трактора з причепом, характеризує їх взаємодію. Для визначення сили P_{KP} відкинемо зв'язок причепа з трактором, а силу P_{KP} замінимо рівною по модулю, але зворотною у напрямку реакцією R_{KP} . Реакцію R_{KP} розкладемо на дві складові: R_D – діючу вздовж вісі Oz (вертикальну) і R'_{KP} – що діє вздовж вісі Ox (горизонтальну).

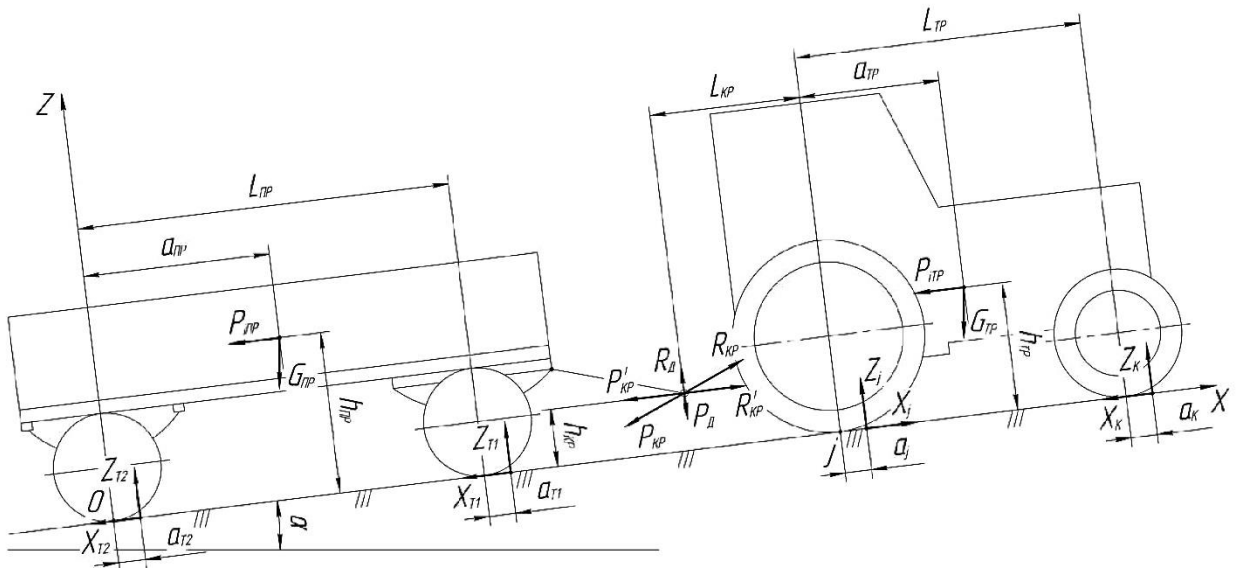


Рисунок 2.1 – Сили, що діють на тракторний транспортний причіпний агрегат в поздовжній площині

Для визначення реакції R'_{KP} , запишемо рівняння проекцій сил, що діють в причепі, на вісь абсцис. Рівняння проекція сил має вигляд:

$$R'_{KP} - X_{T1} - X_{T2} - G_{PP} \cdot \sin \alpha - P_{iPP} = 0, \quad (2.1)$$

де $X_{T1} + X_{T2}$ – сила опору коченню причепа $P_{fPP} = G_{PP} \cdot f_{PP} \cdot \cos \alpha$ (тут α – кут схилу опорної поверхні; f_{PP} – коефіцієнт опору пересуванню причепа).

Вираз для визначення реакції R'_{KP} :

$$R'_{KP} = G_{PP} \cdot f_{PP} \cdot \cos \alpha + G_{PP} \cdot \sin \alpha + P_{iPP}. \quad (2.2)$$

При сталому режимі руху, тобто при відсутності інерційних впливів ($P_{iPP} = 0$), вираз для визначення реакції R'_{KP} набуде вигляду:

$$R'_{KP} = G_{IP} \cdot f_{IP} \cdot \cos \alpha + G_{IP} \cdot \sin \alpha. \quad (2.3)$$

З виразу 2.3 випливає, що реакція R'_{KP} залежить від ваги причепа, коефіцієнта опору коченню причепа, кута схилу опорної поверхні. Збільшення будь-якого доданку призведе до зростання реакції R'_{KP} . Напрямок R'_{KP} залежить від виду руху агрегату. На спуску, при гальмуванні двигуном, сила спрямована до трактора, а на підйомі, при розгоні або гальмуванні робочою гальмівною системою, сила спрямована від трактора.

Щоб визначити допустиме довантаження зчпного пристрою трактора з боку причепа, складемо рівняння моментів сил відносно точки j .

Для цього, відкидаємо зв'язок трактора з причепом і прикладаємо силу взаємодії трактора і причепа P'_{KP} , яка рівна по модулю реакції R'_{KP} , але має протилежний напрямок. Силу P_{KP} розкладемо на дві складові: P_D – діючу вздовж вісі Oz (вертикальну) і P'_{KP} – що діє вздовж вісі Ox (горизонтальну).

Складемо рівняння моментів сил при сталому режимі руху відносно точки j :

$$Z_K \cdot L_{TP} - G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) + P_D \cdot L_{KP} + P'_{KP} \cdot h_{KP} = 0, \quad (2.4)$$

де L_{TP} – поздовжня база трактора.

Знаючи, що за показниками безпеки руху агрегату [26] навантаження на передню вісь трактора Z_K при русі на підйом становить $0,2G_{TP}$, а $P'_{KP} = R'_{KP} = G_{IP} \cdot f_{IP} \cdot \cos \alpha + G_{IP} \cdot \sin \alpha$, вираз для визначення P_D набуде вигляду:

$$P_D = \frac{G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) - 0,2G_{TP} \cdot L_{TP} - G_{IP} \cdot h_{KP} \cdot (f_{IP} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{L_{KP}}. \quad (2.5)$$

Отже, в загальному вигляді допустиме довантаження зчпного пристрою трактора з боку причепа може бути представлено у вигляді функції:

$$P_D = F(G_{TP}; G_{IP}; f_{IP}; \alpha). \quad (2.6)$$

Якщо ваги трактора і причепа можливо прийняти постійними, то коефіцієнт опору перекочуванню причепа і кут схилу опорної поверхні – величини змінні і випадкові. Ймовірно вони підкоряються певним законам розподілу, тобто $f_{\text{ПР}} = F(f)$ і $\alpha = F(\alpha)$.

Тому середнє значення допустимого довантаження зчіпного пристрою трактора з боку причепа має визначатися з урахуванням випадкового характеру зміни аргументів і, тобто, у вигляді математичного очікування функції:

$$\overline{P_D} = \int_{\alpha_H}^{\alpha_K} \int_{f_{\text{ПРН}}}^{f_{\text{ПРК}}} F(G_{\text{ТР}}; G_{\text{ПР}}; f_{\text{ПР}}; \alpha) z(f_{\text{ПР}}) z(\alpha) df_{\text{ПР}} d\alpha, \quad (2.7)$$

де $f_{\text{ПРН}}$, $f_{\text{ПРК}}$ та α_H , α_K – початкове і кінцеве значення діапазонів зміни відповідно коефіцієнтів опору перекочування причепа і кутів схилу опорної поверхні.

Для відомого причіпного ТТА змінними є лише коефіцієнт опору пересуванню і кут схилу поля, які варіюються досить в широких межах. Дослідженнями [39] встановлено закон щільності ймовірностей розподілу кутів схилу полів по Харківській області та визначено його основні параметри: $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$; $\bar{\delta} = 1,65$. Закон щільності ймовірностей коефіцієнта опору пересування транспортного агрегату не встановлено, тому провести розрахунки по залежності (2.7) не представляється можливим. У першому наближенні обмежуємося розрахунками за середнім значенням змінних, а саме: $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$; $\bar{f} = 0,12$, тобто допустиме вертикальне навантаження на гідроначіпку трактора МТЗ-80 з боку причепа 2ПТС-4 при номінальній його вантажопідйомності 4 т визначимо для середніх умов: $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$; $\bar{f} = 0,12$. Результати розрахунків представлені на рис. 2.2.

Аналіз рис. 2.2 показує, що зі збільшенням коефіцієнта опору пересуванню і кута схилу поля допустиме вертикальне навантаження P_D на гідроначіпці трактора зменшується. Для середніх значень кута схилу полів і коефіцієнта опору пересуванню причепа вона дорівнює 7,7 кН.

Коли причіпний ТТА рухається при куті схилу близькому нулю, а коефіцієнт опору пересуванню причепа дорівнює 0,05, то вертикальне навантаження на гідроначіпці трактора дорівнює 11,2 кН.

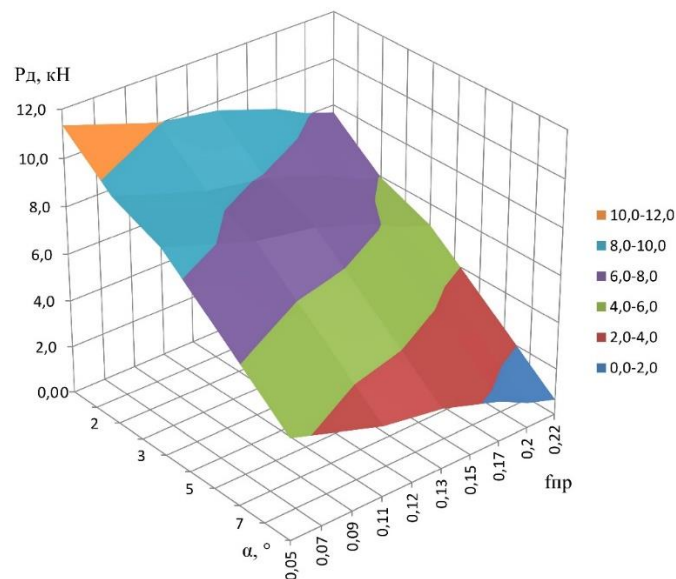


Рисунок 2.2 – Зміна довантаження трактора МТЗ-80 з боку причепа 2ПТС-4 від кута схилу і коефіцієнта опору пересуванню причепа

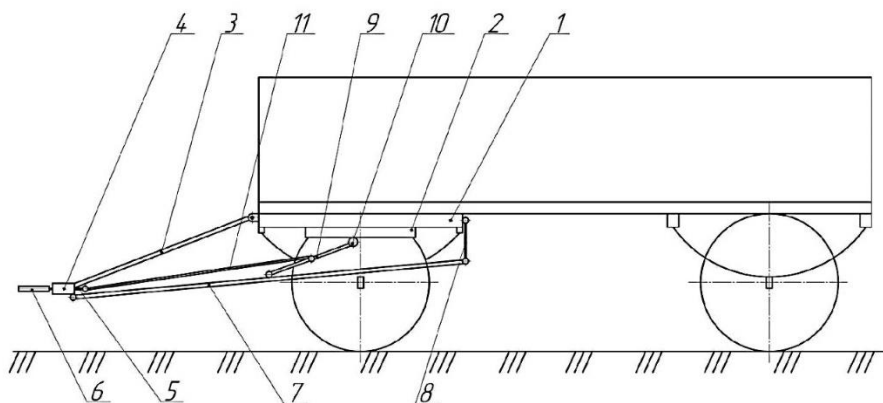
Згідно керівництву по експлуатації вертикальне навантаження на гідроначіпці трактора типу МТЗ-80 не повинне перевищувати 14 кН. Тому можна стверджувати, що отримані результати розрахунку не суперечать інструкції з експлуатації трактора МТЗ-80.

2.2 Розробка конструктивно-технологічної схеми тягово-довантажуючого пристрою до причепа

Дослідження, проведені нами в першому параграфі розділу, показали, що при дотриманні керованості трактора, коли на передні колеса доводиться не менше 20% ваги трактора, на його гідроначіпці, для середнього коефіцієнта опору пересуванню причепа і кута схилу полів, можливо прикладати силу до 7,7 кН. Це вказує на те, що при агрегуванні причепа з трактором він може бути також вантажонесучим, тобто необхідно використовувати ТДП до причепа. Огляд технічних рішень з довантаження трактора з боку причепа показав різноманіття конструктивних рішень, їх

недоліки відзначені в першому розділі, але загальним недоліком є відсутність використання сили опору пересуванню причепа як такої, що довантажує гідроначіпку трактора.

Нами запропоновано ТДП до причепа, де сила опору його пересування довантажує трактор. Він складається (рис. 2.3) з рами 1 поворотного візка причепа, до нижньої частини якої в поздовжньому напрямку по центру жорстко закріплений упор 2, а до передньої шарнірно закріплено дишло 3. До протилежного кінця дишла 3 жорстко прикріплена муфта 4, куди з можливістю поздовжнього переміщення поміщений кронштейн 5, передній кінець якого жорстко з'єднаний з тяговим кільцем 6. до муфті 4 шарнірно прикріплена балка 7, вміщена під рамою 1 поворотного візка причепа, причому задній кінець балки 7 за допомогою серезки 8 шарнірно з'єднаний зі серединою задньої частини рами 1 поворотного візка причепа. До балки 7 в середній її частині з можливістю поздовжнього переміщення шарнірно прикріплений маятник 9, верхній кінець якого оснащений роликом 10, що контактує з упором 2, причому маятник 9 відносно упору 2 розміщений під гострим кутом. Задній кінець кронштейна 5 шарнірно з'єднаний з тягою 11, протилежний кінець якої з можливістю поздовжнього переміщення шарнірно з'єднаний з середньою частиною маятника 9.



1 – рама поворотного візка причепа; 2 – упор; 3 – дишло; 4 – муфта; 5 – кронштейн; 6 – тягове кільце; 7 – балка; 8 – серезка; 9 – маятник; 10 – ролик; 11 – тяга

Рисунок 2.3 – Конструктивно-технологічна схема ТДП до причепа

Взаємодія конструктивних елементів ТДП один з одним і вплив їх в кінцевому підсумку на гідроначіпку трактора здійснюється наступним чином: силу опору пересуванню причепа P_{KP} (див. рис. 2.3) трактор долає шляхом впливу на тягове кільце 6, кронштейн 5, шарнірно прикріплену до кронштейну 5 тягу 11, протилежний кінець якої шарнірно з'єднаний з середньою частиною маятника 9. У точці кріплення тяги 11 до маятника 9 виникає реакція сили R_m , що дорівнює значенню P_{KP} , але спрямована в протилежний бік, яка розподіляється на дві складові сили: R_o і $R_{ш}$ (рис. 2.4). Реакція опори R_o в точці D діє перпендикулярно упору 2, а в точці A , що лежить на балці 7, $R_{ш}$ спрямована горизонтально.

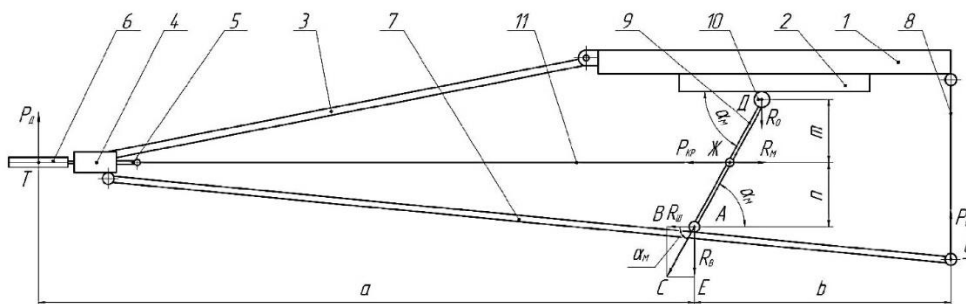


Рисунок 2.4. – Схема сил, що діють на ТДП до причепа

Сила $R_{ш}$ є складовою сумарної сили, що діє з боку нижнього кінця маятника 9 на балку 7. Вертикальна складова сила R_o в точці A дорівнює за величиною силі R_o і спрямована вниз. Вона врівноважується реакціями сил, що виникають в тяговому кільці 6 – сила P_D і середці 8 – сила P_c (рис. 2.4).

Таким чином, застосування запропонованого тягово-довантажувального пристрою на причеп дозволяє використовувати гакову силу P_{KP} в якості сили P_D , що довантажує трактор, але при цьому спостерігається розвантаження передньої вісі причепа, що вказує на можливість коригування номінальної його вантажопідйомності.

2.3 Схема руху причіпного ТТА з ТДП по пересіченій місцевості

При русі причіпного тракторного транспортного агрегату по путівці, виїзді його з поля на польову або профільовану дорогу, трактор і причіп знаходяться не в одній площині, тому і конструктивні елементи тягово-довантажувального пристрою також змінять своє положення відносно один одного – рис. 2.5 (L_{KP} – кінематична довжина трактора; L_{TP} – база трактора; x – висота подоланої нерівності; y' та y'' – відповідно величина опускання або підйому тягового кільця причепа, відносно вихідного положення, над опорною поверхнею).

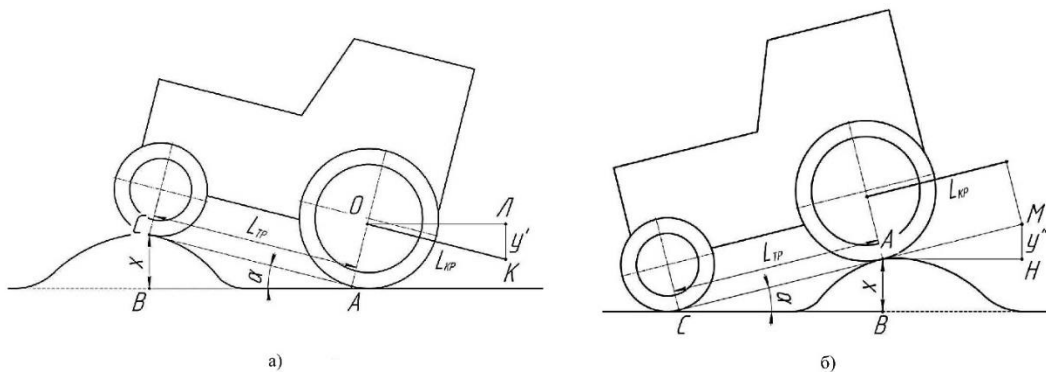


Рисунок 2.5 – Схема подолання нерівності трактором при наїзді передніми колесами (а) та задніми колесами (б)

Гідроначіпку трактора в «замкненому» положенні гідросистеми можливо розглядати як єдине ціле з трактором, тому при наїзді трактора передніми колесами на нерівність задній кінець гідроначіпки – «гідрогак» буде опускатися вниз, а разом з ним і тягове кільце дишла причепа (див. рис. 2.5). Коли на перешкоду наїжджають задні колеса трактора, тягове кільце дишла причепа піднімається на деяку висоту відносно вихідного положення (коли трактор і причеп знаходяться в одній площині).

Встановимо залежність зміни положення тягового кільця відносно площини, де знаходиться агрегат при переїзді нерівності трактором, а також параметри конструктивних елементів ТДП до причепа.

Схема подолання нерівності, коли трактор наїжджає на неї передніми колесами, показана на рис. 2.5, а. Величину опускання тягового кільця

дишла причепа відносно опорної поверхні визначимо з умови, що трикутник OLK подібний трикутнику ABC оскільки вони прямокутні і кут α утворений взаємно перпендикулярними сторонами.

Тоді:

$$\frac{x}{y'} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ звідки } y' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (2.8)$$

При наїзді трактора на нерівність задніми колесами тягове кільце, відносно вихідного положення, піднімається на величину y'' (див. рис. 2.5, б). Її значення знайдемо з умови подібності трикутників SAB і AMH :

$$\frac{x}{y''} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ звідки } y'' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (2.9)$$

Тобто тягове кільце дишла причепа при подоланні агрегатом нерівності висотою x змінює своє початкове положення відносно опорної поверхні на величину:

$$y = y' + y'' = \frac{2x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (2.10)$$

Оскільки тягове кільце за допомогою кронштейна і тяги пов'язане з маятником, шарнірно закріпленим в середній частині балки, яка також шарнірно з'єднана з передньою частиною дишла причепа і заднім кінцем рами поворотного візка, то названі конструктивні елементи ТДУ на причеп будуть здійснювати переміщення відносно один одного і вузлів поворотною візки [7]. Це обумовлює необхідність знаходження їх основних геометричних параметрів з метою забезпечення кінематики при русі причіпного тракторного транспортного агрегату по пересіченій місцевості. Встановимо в першому наближенні їх геометричні параметри.

Аналіз конструктивно-технологічної схеми ТДП (рис. 2.6) показує, що довжина балки повинна дорівнювати сумі довжин дишла і рами поворотного візка, причому, якщо виявиться, що тягове кільце дишла причепа при певних умовах буде вище точки її кріплення до рами

поворотного візка, то слід передбачити її вигин у вертикальній площині, тобто:

$$l_{\delta} = m_{\delta} + r, \quad (2.11)$$

де l_{δ} , m_{δ} , r – довжина відповідно балки, дишла причепа і рами поворотного візка.

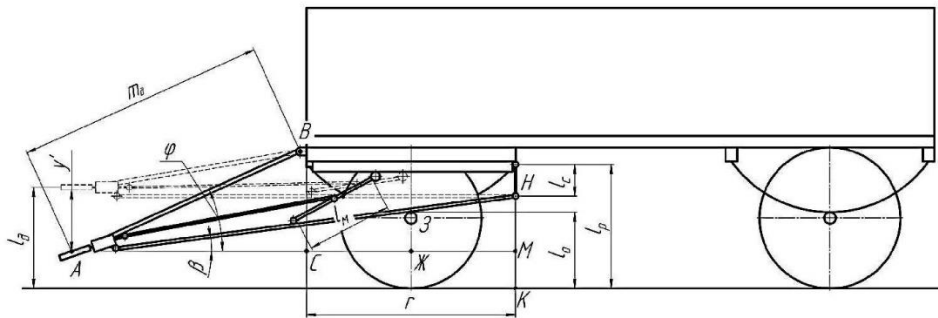


Рисунок 2.6 – Схема переміщення конструктивних елементів ТДП при подоланні нерівності агрегатом

Коли передні колеса трактора знаходяться на подоланій нерівності, тягове кільце дишла розташоване в крайньому нижньому положенні, але тому що балка розміщена між рамою поворотного візка і віссю передніх коліс причепа, виникає необхідність у визначенні довжини сережки l_c , яка шарнірно з'єднує задній кінець балки і рами поворотного візка. Для цього необхідно знати відстані від опорної поверхні до верхньої частини вісі l_o передніх коліс, до рами поворотного візка l_p і її довжину r , а також відстань від опорної поверхні до тягового кільця дишла причепа l_{δ} (див. рис. 2.6), коли трактор і причіп знаходяться на одній площині.

Для знаходження величини l_c необхідно знати проекцію дишла причепа на горизонтальну вісь. Встановимо її величину з трикутника ABC . Для цього треба знати кут CAB . Він дорівнює:

$$\frac{BC}{AB} = \sin \varphi; \quad \varphi = \arcsin \frac{l_p + y' - l_{\delta}}{m_{\delta}}.$$

Тоді

$$\frac{AC}{m_{\delta}} = \cos \varphi; AC = m_{\delta} \cdot \cos \varphi. \quad (2.12)$$

Довжина сержки l_c дорівнює (див. рис. 2.6):

$$l_c = l_p - HM - MK. \quad (2.13)$$

Як видно з рис 2.6, величина MK дорівнює:

$$MK = l_{\delta} - y'. \quad (2.14)$$

Довжину відрізка HM знаходимо з подібності трикутників $A3Ж$ і AHM :

$$\frac{HM}{3Ж} = \frac{AM}{AЖ} \text{ або } \frac{HM}{l_o - MK} = \frac{AC + r}{AC + \frac{r}{2}} \quad (2.15)$$

але MK дорівнює $MK = l_{\delta} - y'$, тоді:

$$\frac{HM}{l_o + y' - l_{\delta}} = \frac{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + r}{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}}, \text{ звідки } HM = (l_o + y' - l_{\delta}) \cdot \frac{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + r}{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}}. \quad (2.16)$$

Отже:

$$l_c = l_p - (l_o + y' - l_{\delta}) \frac{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + r}{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + y' - l_{\delta}. \quad (2.17)$$

Залежно від висоти x подоланої нерівності вираз (2.17) набуде вигляду:

$$l_c = l_p - (l_o + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - l_{\delta}) \frac{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + r}{m_{\delta} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - L_{KP}. \quad (2.18)$$

Аналіз отриманої залежності (2.18) показує, що довжина сержки залежить від висоти подоланої нерівності x і конструктивних параметрів причепа: довжини дишла m_{δ} і рами поворотного візка причепа r , а також відстаней від опорної поверхні до верхньої частини вісі передніх коліс l_o і рами поворотного візка l_p .

Одним з основних конструктивних параметрів тягово-довантажуючого пристрою є довжина маятника. Її знайдемо з умови, що кут

З рис. 2.8 випливає, що при зміні висоти x подоланої нерівності від 0 до 0,25 м довжина сережки l_c і маятника l_m зміняться лише на 0,026 м, що вказує на доцільність їх виготовлення довжиною, що відповідає найбільшим значенням висоти подоланої нерівності.

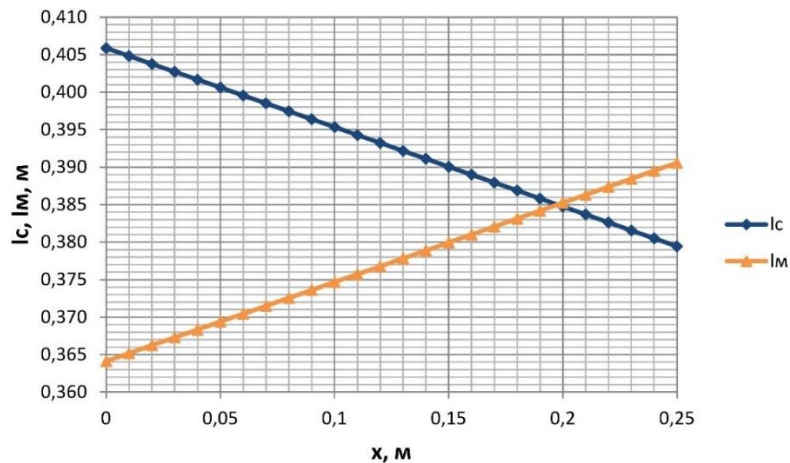


Рисунок 2.8 – Вплив висоти подоланої нерівності на довжину сережки і маятника ТДП до причепа

2.4 Дослідження силових параметрів ТДП до причепа

Необхідно визначити ряд силових і геометричних параметрів ТДП, які дозволять реалізувати допустиме вертикальне навантаження трактора з боку причепа. Визначимо вплив гакового зусилля і основних конструктивних параметрів ТДП на величину вертикального навантаження гідроначіпки трактора.

Як було відзначено раніше, в точці кріплення тяги 11 до маятника 9 виникає реакція сили R_M , що дорівнює значенню P_{KP} (див. рис. 2.4), але спрямована в протилежний бік, яка розподіляється на дві складові сили: R_o і R_{uu} . Реакція опори R_o в точці D діє перпендикулярно упору 2, а в точці A , що лежить на балці 7, R_{uu} – спрямовано горизонтально. Значення реакції опори R_{uu} знаходимо з рівняння моментів сил відносно точки D (рис. 2.4):

$$R_{uu} \cdot (m + n) - R_M \cdot m = 0, \quad (2.22)$$

звідки

$$R_{uu} = \frac{R_M \cdot m}{(n + m)}, \quad (2.23)$$

Але $R_M = P_{kp}$. тоді

$$R_{uu} = P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}}, \quad (2.24)$$

де m і n – проекції верхньої і нижньої частини маятника на вертикаль.

Сила R_{uu} є складовою сумарної сили, що діє на балку 7. Вертикальну складову силу R_B в точці A знаходимо з силового трикутника ABC (рис. 2.4). У трикутнику ABC сторона $AB = R_{uu}$, а сторона $BC = AE = R_B$, тоді:

$$\frac{BC}{AB} = \operatorname{tg} \alpha_m, \quad (2.25)$$

звідки

$$BC = AB \cdot \operatorname{tg} \alpha_m \text{ або } R_B = P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_m, \quad (2.26)$$

де α_m – кут нахилу маятника до горизонталі.

Вертикальна сила R_B , що діє на балку 7 в точці A (рис. 2.4), врівноважується реакціями сил, що виникають в тяговому кільці 6 – сила P_D і сережці 8 – сила P_c . Реакцію сили P_D визначимо з рівняння моментів відносно точки U (див. рис. 2.4).

$$P_D \cdot (a + b) - R_B \cdot b = 0, \quad (2.27)$$

звідки

$$P_D = R_B \cdot \frac{b}{a + b} = P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \operatorname{tg} \alpha_m. \quad (2.28)$$

У свою чергу реакція сили P_c в сережці 8 дорівнює:

$$P_c = R_B - P_D = P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \operatorname{tg} \alpha_m - P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \operatorname{tg} \alpha_m \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} = P_{kp} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \operatorname{tg} \alpha_m \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \right), \quad (2.29)$$

де a і b – довжина відповідно переднього і заднього кінців балки.

Таким чином сила, що довантажує гідроначіпку трактора прямо пропорційна гаковому зусиллю P_{KP} і тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна відношенням нижньої і верхньої частин маятника, і переднього і заднього кінців балки.

Для умов: вантажопідйомність причепа $Q_{IP} = 4$ т, кут схилу поля $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$, коефіцієнт опору пересуванню причепа $\bar{f} = 0,12$, тобто $P_{KP} = 8,83$ кН побудовані графіки залежності впливу відношень переднього a і заднього b кінців балки $\frac{a}{b}$, а також нижньої n і верхньої m частин маятника $\frac{n}{m}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора P_D з боку причепа при різних кутах нахилу маятника до упору (див. рис. 2.9 – 2.12).

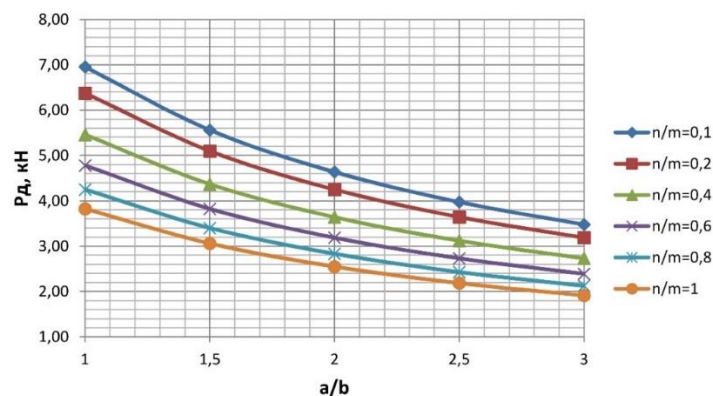


Рисунок 2.9 – Вплив співвідношення плечей балки $\frac{a}{b}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $\alpha_m = 60^\circ$

Аналіз рис. 2.9 і 2.10 показує, що допустиме довантаження трактора $P_D = 7,7$ кН при куті нахилу маятника α_m до упору рівному 60° , не забезпечується ні за яких співвідношеннях $\frac{a}{b}$ і $\frac{n}{m}$.

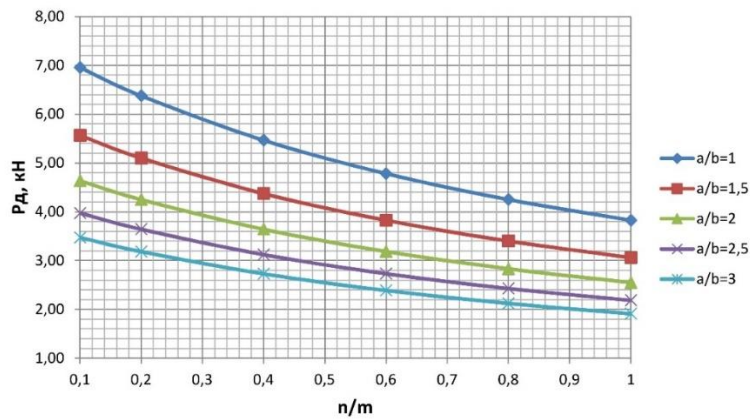


Рисунок 2.10 – Вплив співвідношення плечей маятника $\frac{n}{m}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $\alpha_m = 60^\circ$

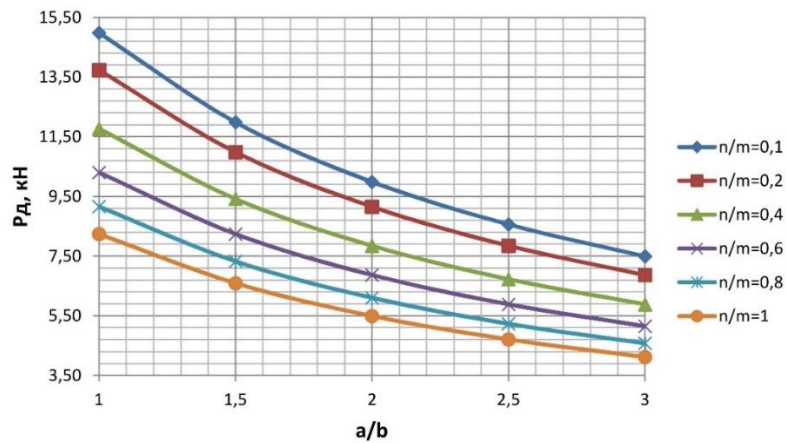


Рисунок 2.11 – Вплив співвідношення плечей балки $\frac{a}{b}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $\alpha_m = 75^\circ$

З аналізу рис. 2.11 видно, що при куті нахилу маятника до упору рівному $\alpha_m = 75^\circ$ зі збільшенням відношення $\frac{a}{b}$ сила, що довантажує гідроначіпку трактора знижується при значеннях відношення $\frac{n}{m}$ в діапазоні від 0,1 до 1, так із зростанням відношення $\frac{a}{b}$ від 1 до 3 при відношенні $\frac{n}{m}$

рівному 0,1 довантаження гідроначіпки трактора знижується з 15 кН до 7,5 кН.

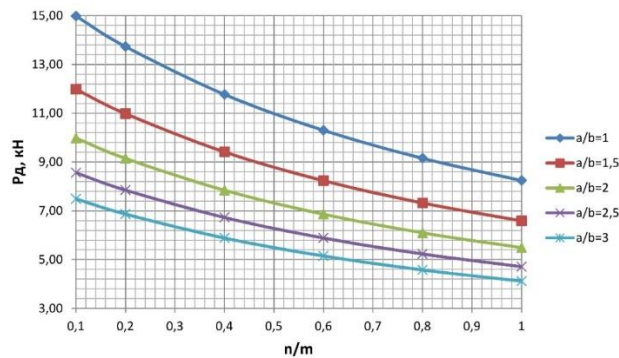


Рисунок 2.12 – Вплив співвідношення плечей маятника $\frac{n}{m}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $\alpha_m = 75^\circ$

Аналогічний вплив на довантаження гідроначіпки трактора надає і зміна відношення нижньої і верхньої частин маятника $\frac{n}{m}$ (див. рис. 2.12).

Так зі збільшенням відношення $\frac{n}{m}$ в діапазоні 0,1...1 при значенні $\frac{a}{b} = 3$ довантаження знижується від 7,5 до 4,1 кН.

Характер спільного впливу відношень $\frac{a}{b}$ і $\frac{n}{m}$ на величину довантаження гідроначіпки трактора видно на тривимірному графіку (рис. 2.13).

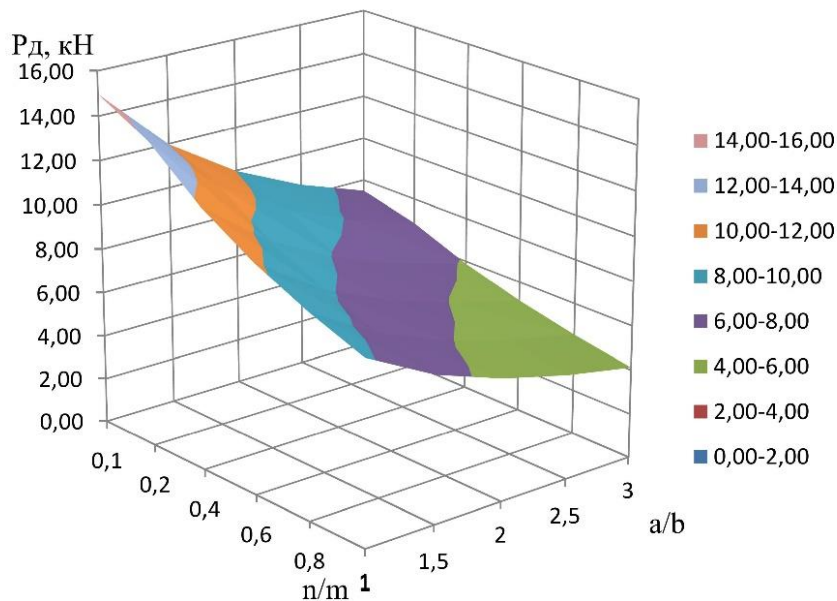


Рисунок 2.13 – Вплив співвідношення плечей балки $\frac{a}{b}$ і кінців

маятника $\frac{n}{m}$ на величину довантаження трактора P_D з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $a_m = 75^\circ$

Аналіз рис. 2.9 – 2.12 вказує на те, що:

– при гаковому зусиллі рівному 8,83 кН, зміна відношень $\frac{a}{b}$ і $\frac{n}{m}$

відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута a_m нахилу маятника до упору від 60° до 80° довантаження на гідроначіпці трактора змінюють від 1,9 кН до 22,8 кН;

– кут нахилу маятника до упору робить істотний вплив на величину довантаження гідроначіпки трактора, це підтверджує рис. 2.14, де спостерігається різке збільшення довантажуючої сили. Так при збільшенні кута нахилу маятника до упору з 60° до 65° сила, що довантажує гідроначіпку трактора зросла на 0,87 кН, але при збільшенні кута нахилу маятника до упору від 75° до 80° збільшення даної сили становить вже 4,07 кН.

Проведений аналіз залежності 2.28 вказує на широкі можливості регулювання довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа в

залежності від умов використання причіпного ТТА, оснащеного запропонованим ТДП.

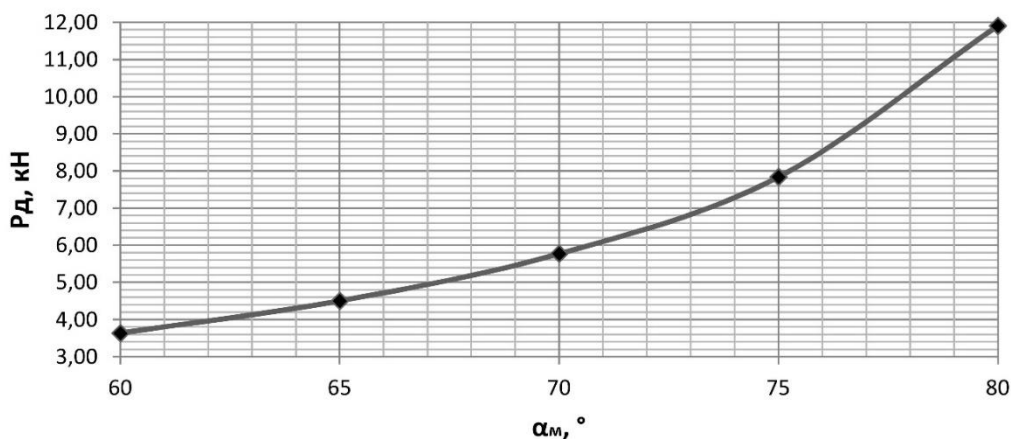


Рисунок 2.14 – Зміна зусилля P_D , що довантажує, від кута нахилу маятника до упору α_m (при $\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,2$)

2.5 Визначення раціональної вантажопідйомності тракторного причепа, оснащеного ТДП

Вище було сказано, що запропоноване ТДП до причепа забезпечує довантаження гідроначіпки трактора, величина якого визначається залежністю (2.28). Іншими словами, ТДП розвантажує причіп на величину рівну P_D і робить трактор вантажонесучим транспортним засобом. Отже, відкривається можливість збільшення номінальної вантажопідйомності причепа на величину P_D , тобто:

$$Q_{\text{ПР}}^* = Q_{\text{ПР}} + P_D, \quad (2.30)$$

де $Q_{\text{ПР}}^*$ – значення раціональної вантажопідйомності причепа, оснащеного ТДП;

$Q_{\text{ПР}}$ – вантажопідйомність причепа.

У загальному вигляді з урахуванням залежності (2.28) вираз (2.30) запишеться так:

$$Q_{\text{ПР}}^* = Q_{\text{ПР}} + P_{\text{КР}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \text{tg} \alpha_m, \quad (2.31)$$

але значення гакового зусилля визначається формулою (2.2).

Тоді в загальному вигляді раціональна вантажопідйомність причепа, оснащеного ТДП, буде визначатися залежністю:

$$Q_{\text{ПР}}^* = Q_{\text{ПР}} + G_{\text{ПР}}(f_{\text{ПР}} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \operatorname{tg} \alpha_m. \quad (2.32)$$

Тобто раціональна вантажопідйомність причепа є функцією параметрів, що характеризують умови експлуатації – $f_{\text{ПР}}$, a і конструкцію ТДП – a , b , n , m , a_m . Для обраних значень відношень $\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,2$ і $a_m = 75^\circ$ зміну раціональної вантажопідйомності в залежності від коефіцієнта опору пересуванню причепа і кута схилу полів представлено на рис. 2.15.

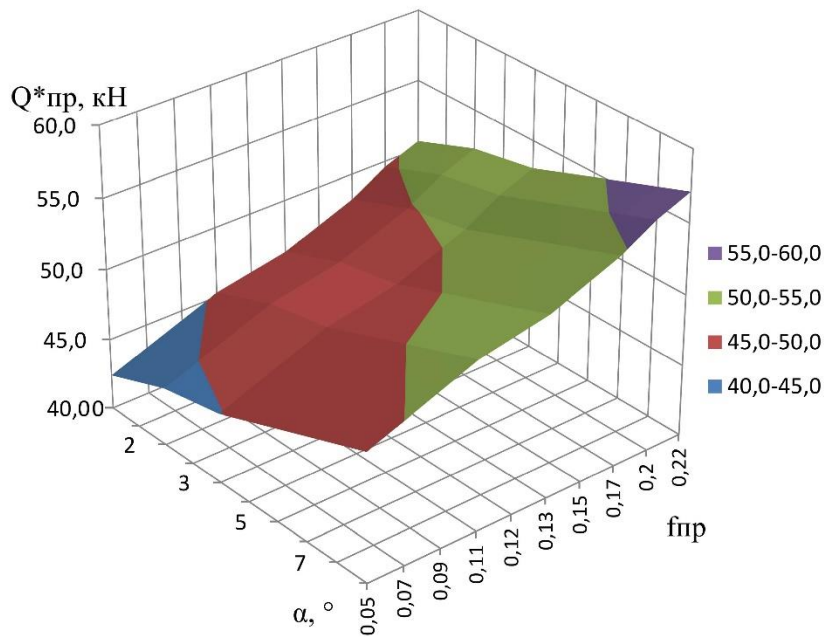


Рисунок 2.15 – Залежність вантажопідйомності причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДП, від коефіцієнта опору пересуванню і кута схилу поля (при

$$\frac{a}{b} = 2,5; \frac{n}{m} = 0,2; a_m = 75^\circ)$$

Для середніх значень кута схилу поля $\alpha_m = 2,5^\circ$ і коефіцієнта опору пересуванню причепа $\bar{f} = 0,12$ раціональна вантажопідйомність причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДП дорівнює $Q_{ПР}^* = 4,785$ т.

2.6 Дослідження впливу ТДП до причепа на розподіл його ваги по опорах

Перенесення частини ваги причепа на гідроначіпку трактора дозволяє збільшити кількість вантажу, що перевозиться агрегатом при тій же номінальній вантажопідйомності причепа. Зауважимо, що всі пропонувані ТДП на причеп забезпечують розвантаження передньої вісі причепа, але збільшують на деяку величину навантаження на задні колеса, а при збільшенні кількості вантажу, що перевозиться, з рівномірним його розподілом по платформі кузова, задні колеса будуть відчувати ще більше навантаження. Визначимо величину перевантаження задніх коліс. Схема сил, що діють на причіп під час руху агрегату, показана на рис. 2.16.

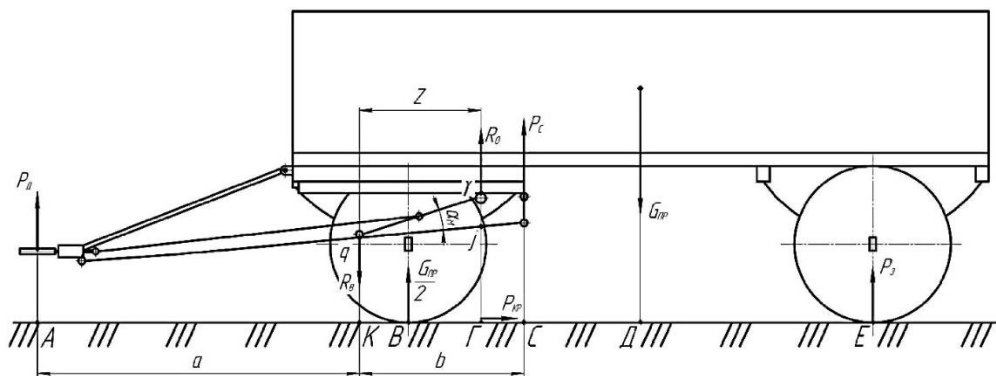


Рисунок 2.16 – Схема сил, що діють на причіп під час руху агрегату

Складемо рівняння моментів сил відносно точки B (рис. 2.17):

$$P_D \cdot AB - P_C \cdot BC + G_{ПР} \cdot BD - R_B \cdot KB - R_O \cdot BG - P_3 \cdot BE = 0. \quad (2.33)$$

Оскільки вертикальна складова сили R_B дорівнює за величиною силі R_O (рис. 2.4), а відрізок $KB + BG = Z$, то навантаження на задню вісь причепа P_3 , дорівнює:

$$P_3 = \frac{P_D \cdot AB - P_C \cdot BC + G_{ПР} \cdot BD - R_B \cdot Z}{BE}. \quad (2.34)$$

Позначимо величину BE в рівнянні (2.33) символом $L_{\text{ПР}}$.

Тоді значення перевантаження задніх коліс причепа запишеться так:

$$\Delta P_3 = \frac{P_D \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{\text{ПР}} \cdot BD - R_B \cdot Z}{L_{\text{ПР}}} - \frac{G_{\text{ПР}}}{2}. \quad (2.35)$$

Аналіз залежності (2.35) показує, що навантаження на задні колеса причепа, використовуваного з ТДП, можливо знизити кількома способами: збільшити базу причепа, при збереженні вихідного положення кузова відносно рами (рис. 2.17, а); збільшити довжину балки і упору (рис. 2.17, б); змістити центр маси вантажу ближче до передньої вісі причепа, шляхом зміни форми кузова (рис. 2.17, в); збільшити довжину маятника (рис. 2.17, г).

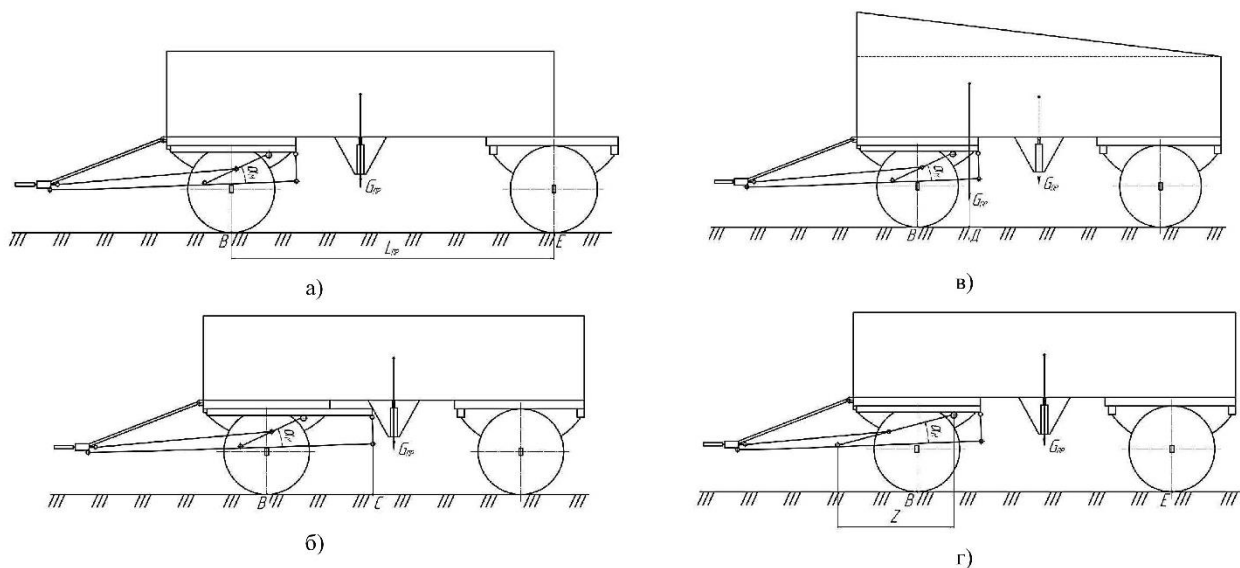


Рисунок 2.17 – Схеми способів зниження навантаження на задні колеса причепа при використанні його з ТДП

Оскільки значення бази причепа $L_{\text{ПР}}$ в виразі (2.35) знаходиться в знаменнику, то найбільш ефективним способом зниження перевантаження задніх коліс причепа є перший із запропонованих варіантів, за умови, що кузов залишається в початковому положенні відносно рами.

Вплив бази причепа на величину перевантаження задніх коліс показано на рис. 2.18. Як видно з рис. 2.18 перевантаження задніх коліс причепа, оснащеного ТДП, при початковій його базі $L_{\text{ПР}} = 2,7$ м дорівнює 2,5 кН (при $Q_{\text{ПР}} = 4$ т) і 6,4 кН (при $Q_{\text{ПР}}^* = 4,785$ т). Зі збільшенням бази вона знижується і

досягає нульового значення при $\Delta L_{\text{ПР}}$ рівному 0,25 м (при $Q_{\text{ПР}} = 4\text{ т}$) та 0,65 м (при $Q_{\text{ПР}}^* = 4,785\text{ т}$), тобто виключити перевантаження задніх коліс причепа 2ПТС-4 можливо шляхом збільшення його бази на 0,25 м (при $Q_{\text{ПР}} = 4\text{ т}$) і 0,65 м (при $Q_{\text{ПР}}^* = 4,785\text{ т}$).

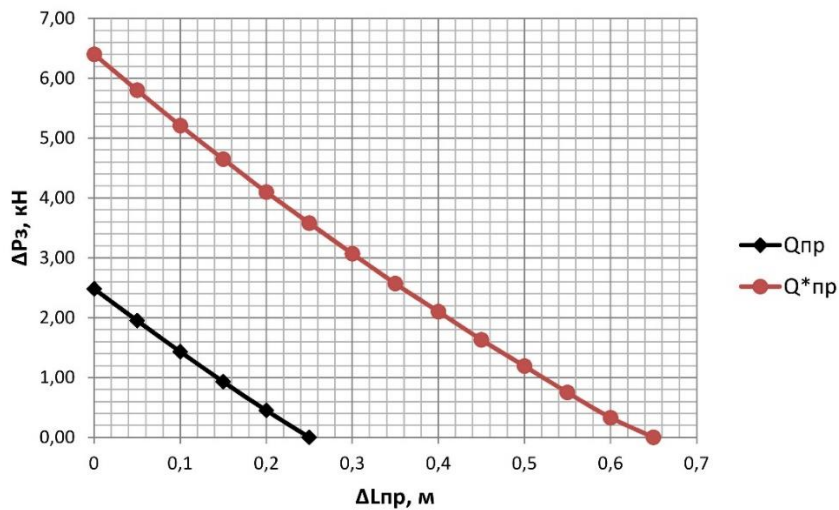


Рисунок 2.18 – Вплив збільшення бази причепа $\Delta L_{\text{ПР}}$ 2ПТС-4 на перевантаження його задніх коліс при вантажопідйомності $Q_{\text{ПР}} = 4\text{ т}$ і $Q_{\text{ПР}}^* = 4,785\text{ т}$

Однак слід зауважити, що збільшення бази причепа веде до втручання в конструкцію його ходової системи. Збільшення довжини балки і упору мають обмежені можливості через наявність гідроциліндра підйому кузова, розміщеного нижче рами причепа. Зсув центру мас вантажу ближче до передньої вісі причепа веде також до зміни конструкції причепа. Збільшення довжини маятника і перенесення точки його кріплення на балці веде до зменшення кута його нахилу до горизонталі, а як впливає з виразу (2.28), зменшення кута нахилу маятника веде до зменшення зусилля довантаження на трактор з боку причепа. Не виключаючи можливість використання кожного із запропонованих способів зниження навантаження на задні колеса причепа і їх поєднань, вважаємо більш ефективним способом заміну шин задніх коліс на шини з більшою вантажонесучою здатністю (наприклад: шини R-324A, що встановлюються в даний час на причіп 2ПТС-4 з вантажонесучою здатністю 1650 кг, замінити на

шини Ф-277 з максимальним навантаженням 2240 кг). З метою незначного подорожчання причепа заміну шин слід проводити тільки на задніх колесах.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

З метою визначення кінематичних параметрів ТДП на причеп, допустимого навантаження на гідроначіпку трактора, а також оцінки техніко-економічної ефективності застосування запропонованого технічного рішення необхідно провести наступні експериментальні дослідження: встановити характер розподілу висоти нерівностей подоланих причіпним ТТА, при виїзді з поля на дорогу; визначити величину буксування рушіїв трактора при роботі ТТА на ґрунтах, що деформуються, без ТДП, з ТДП при порожньому причепі, при номінальній вантажопідйомності причепа, а також при збільшенні її на величину рівну довантаженню трактора з боку причепа; визначити годинну витрату палива трактором для шести варіантів причіпного ТТА; визначити розподіл ваги причіпного ТТА з ТДП по його опор; дати оцінку умовам проведення експерименту: твердість і вологість ґрунту.

3.1 Вибір об'єкта дослідження

До складу причіпних транспортних агрегатів входить енергетичний засіб (трактор) і причіп. З вітчизняних тракторів на транспортно-технологічних і транспортних роботах використовуються трактори багатьох тягових класів. Крім того, за останнє десятиліття спостерігається надходження на ринок закордонних тракторів різних фірм. В Харківській області найбільшого поширення набули трактори ПАТ «ХТЗ», Мінського тракторного заводу, а також фірми John Deere, тому в якості об'єкта дослідження було обрано найбільш поширений причіпний тракторний транспортний агрегат типу МТЗ-80+2ПТС-4.

3.2 Методика визначення висоти нерівностей, які може здолати причіпний ТТА

Для виявлення характеру розподілу висоти нерівностей подоланих причіпним ТТА МТЗ-80+2ПТС-4 при виїзді з поля на дорогу необхідно провести їх виміри. При проведенні замірів було використано наступне обладнання: металевий профіль, ПП 60×27 довжиною 3 м; рулетка довжиною 5 м, з ціною поділки 1 мм; лінійка 50 см, з ціною поділки 1мм; перманентний маркер ALUMATEP-200.

Експеримент проводився на виїздах з полів на дорогу. Заміри проводились наступним чином. На металевому профілі перманентним маркером були проведені три лінії, відстань між двома крайніми дорівнює довжині поздовжньої бази трактора МТЗ-80 (2370 мм), а центральна лінія є її серединою. Металевий профіль притискають до перешкоди в точці, де проходить центральна лінія. Використовуючи лінійку, проводиться вимір відстані від нижньої частини металевого профілю до поверхні поля в вертикальному напрямку в двох крайніх точках, зазначених на профілі (рис. 3.1). Отримані дані заносяться в таблицю.

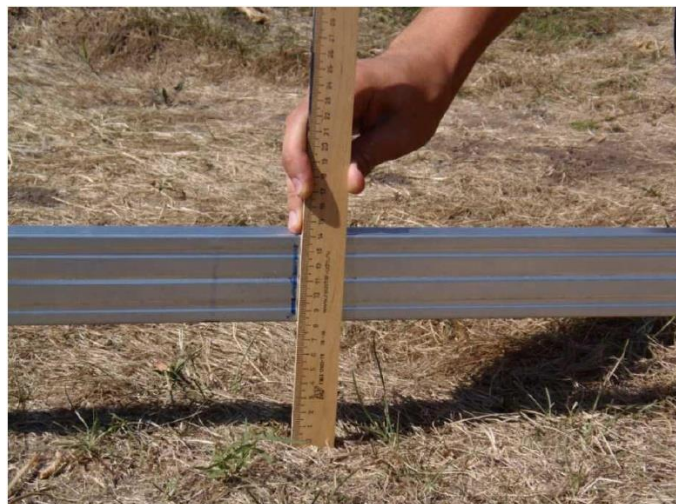


Рисунок 3.1 – Вимірювання висоти нерівностей, які може здолати причіпний ТТА при виїзді з поля на дорогу

Висоту подоланої нерівності визначали, як середню величину двох відстаней від лівого і правого кінців металевого профілю до поверхні дороги.

3.3 Визначення буксування рушіїв трактора

Буксування рушіїв трактора МТЗ-80 визначалося при роботі ТТА МТЗ-80+2ПТС-4 на ґрунтах, що деформуються, без ТДП і з ТДП при порожньому причепі, при його номінальній вантажопідйомності, а також при збільшенні її на величину, рівну довантаженню гідроначіпки трактора з боку причепа (рис. 3.2).



Рисунок 3.2 – Причіпний ТТА в складі МТЗ-80+2ПТС-4

Вага порожнього причепа дорівнює 14 кН, номінальна вантажопідйомність – 40 кН, при збільшенні на 7,85 кН вона становила 47,85 кН.

Як вантаж використовувався рослинний ґрунт вологістю 60%. Для створення ваги причепа згідно з планом експерименту, 40 кН ґрунту розподілили рівномірно в кузові причепа, а додатковий вантаж рівний 7,85 кН завантажили в 16 мішків по 500 Н. Розфасовку проводили на платформних вагах ВСП4-3000А, максимальна вантажопідйомність їх дорівнює 3т. Мішки використовувалися для збільшення загальної ваги причепа до 61,85 кН.

Буксування рушіїв трактора визначали за формулою:

$$\delta = \left(1 - \frac{200}{n_{\delta} \cdot l} \right), \quad (3.1)$$

де n_{δ} – число імпульсів датчика, шт;

l – довжина дуги на ободі колеса, що відповідає одному імпульсу датчика, м.

Довжина дуги на ободі колеса дорівнює:

$$l = \frac{\pi \cdot D_K}{K_{\text{болт}}}, \quad (3.2)$$

де D_K – діаметр ведучого колеса трактора, м;

$K_{\text{болт}}$ – число виступів (болтів) на піввісі трактора, шт.

Замір буксування рушіїв трактора проводили на заліковій ділянці довжиною 200 м в одному напрямку потім 200 м в протилежному. Замір ділянки проводився електронним дорожнім вимірювальним колесом (курвиметром) ADA Wheel 100 Digital (рис. 3.3). Для позначення місця початку і закінчення вимірювання використовувалася стрілка-схил, якій обладнано дорожнє вимірювальне колесо ADA Wheel 100 Digital. Результати вимірювань фіксувалися на дисплеї. Вимірювання по ґрунтовій дорозі проводили на заліковій ділянці 2000 м, замір ділянки проводили за допомогою навігатора NAVITEL.



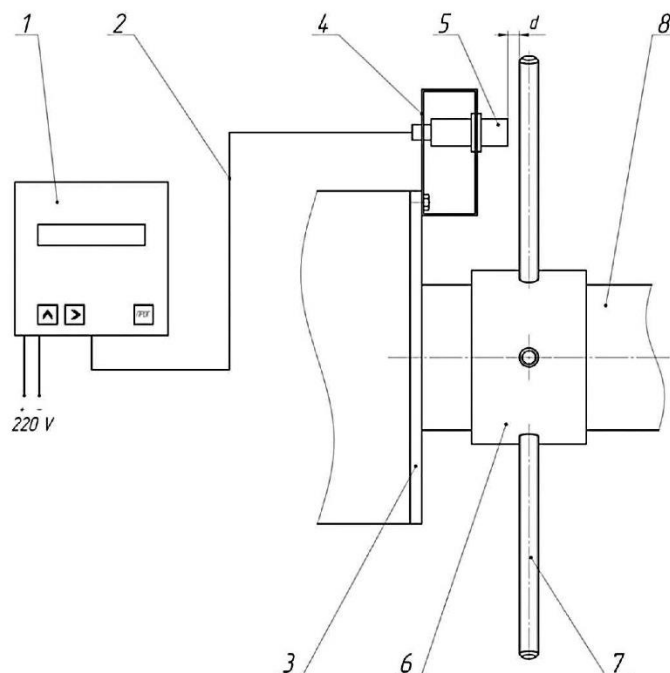
Рисунок 3.3 – Електронне дорожнє вимірювальне колесо (курвиметр) ADA Wheel 100 Digital

Для ведучого колеса трактора на ділянці 400 м по полю і 2000 м по ґрунтовій дорозі визначали середнє число обертів, потім вираховували буксування за формулою (3.1). При проведенні експерименту контролювали такі параметри: частоту обертання колінчастого валу двигуна, об/хв; число обертів ведучого колеса трактора, шт; час руху агрегату на заліковій ділянці, с.

Частоту обертання колінчастого валу двигуна контролювали по тракторному тахоспідометру. Керуючи рукояткою подачі палива, утримували частоту обертання колінчастого валу близько 2200 об/хв. Задається частота обертання колінчастого валу, яка на п'ятій передачі забезпечує швидкість руху в 10 км/год, що відповідає агротехнологічним вимогам.

Число обертів ведучого колеса трактора на залікових ділянках визначали лічильником, розробленим на основі мікропроцесорного лічильника імпульсів CI 8 і індуктивного датчика Autonics PRCM18-8DN. Принципова схема лічильника представлена на рис. 3.4. Для забезпечення необхідної точності вимірювання числа обертів (0,2 обороту колеса) на

піввісь за допомогою хомута зі смугової сталі закріпили п'ять виступів симетрично розташованих відносно центру обертання колеса.

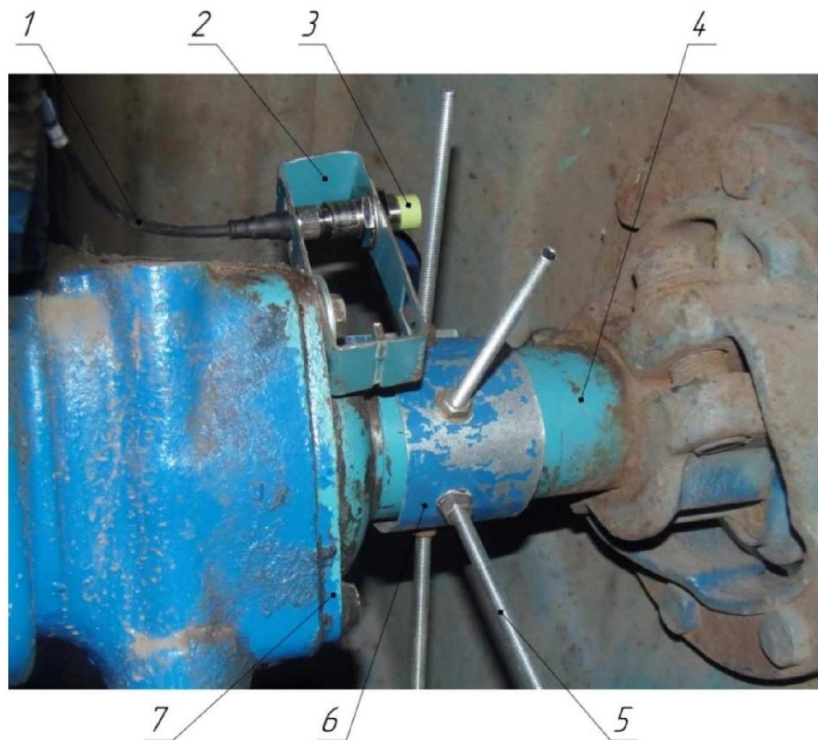


1 – мікропроцесорний лічильник імпульсів CI 8; 2 – з'єднувальний кабель; 3 – кришка рукава піввісі; 4 – корпус-тримач індуктивного датчика; 5 – індуктивний датчик Autonics PRCM18-8DN; 6 – хомут; 7 – виступи; 8 – піввісь трактора

Рисунок 3.4 – Принципова схема лічильника числа обертів колеса

Лічильник містить наступні елементи. Мікропроцесорний лічильник імпульсів 1 з'єднаний з індуктивним датчиком 5 кабелем 2. У свою чергу індуктивний датчик 5 встановлений в корпусі-тримачі 4, який закріплений на кришці рукава піввісі 3. На піввісь 8 встановлений хомут 6 із закріпленими на ньому виступами 7. При цьому індуктивний датчик закріплений на мінімально можливій відстані від виступів. Надійна робота індуктивного датчика забезпечується при відстані $d = 8$ мм.

Лічильник імпульсів лічильника обороту колеса, встановлений на трактор МТЗ-80 показаний на рис. 3.5.



1 – з’єднувальний кабель; 2 – корпус-тримач індуктивного датчика; 3 – індуктивний датчик Autonics PRCM18-8DN; 4 – піввісь трактора; 5 – виступи; 6 – хомут; 7 – кришка рукава піввісі

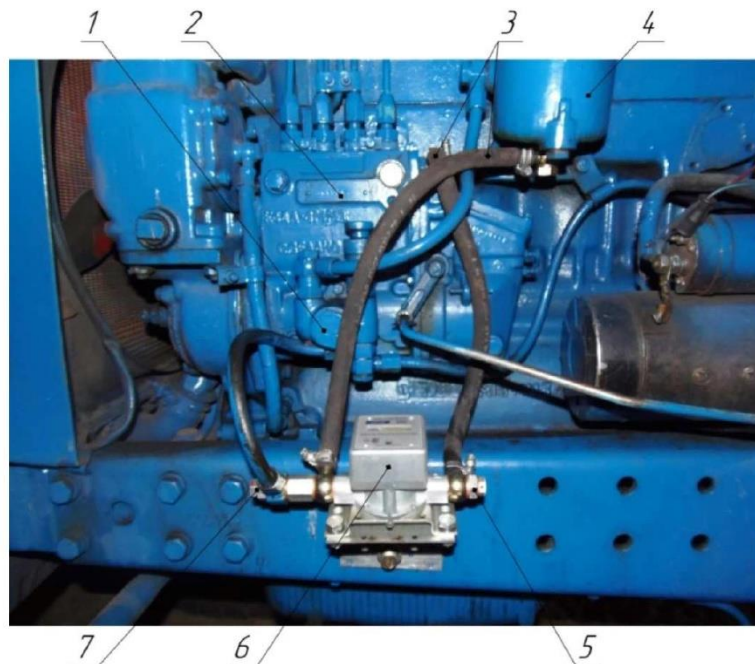
Рисунок 3.5 – Лічильник імпульсів лічильника обороту колеса, встановлений на трактор МТЗ-80

Лічильник працює наступним чином. Для початку відліку числа обертів мікропроцесорний лічильник імпульсів СІ 8 включають в джерело безперебійного живлення. Для припинення відліку мікропроцесорний лічильник імпульсів відключають від джерела безперебійного живлення. Варто відзначити, що при відключенні живлення відбувається збереження результатів вимірювань. Також лічильник оснащений функцією скидання даних. При русі трактора піввісь обертається, а закріплені на ній виступи проходять через індуктивний датчик Autonics PRCM18-8DN, який чутливий до металів. В результаті спрацювання датчика, робочий стан якого відображається червоним індикатором, через кабель подається на мікропроцесорний лічильник імпульс. Мікропроцесорний лічильник імпульсів при подачі сигналу виконує елементарну арифметичну операцію

складання імпульсів. На екрані мікропроцесорного лічильника імпульсів число оборотів відображається постійно.

3.4 Визначення годинної витрати палива трактора

З метою визначення годинної витрати палива в паливну систему двигуна трактора МТЗ-80 був встановлений витратомір DFM 50С (рис. 3.6).



1 – помпа; 2 – ПНВТ; 3 – трубопроводи; 4 – фільтр тонкого очищення; 5 – перепускний клапан; 6 – витратомір DFM 50С; 7 – зворотний клапан

Рисунок 3.6 - Витратомір DFM 50С, встановлений в паливну систему двигуна трактора МТЗ-80

Принцип дії витратоміра полягає в перетворенні обсягу палива в кількість електричних імпульсів. Живлення DFM 50С здійснюється від вбудованої батареї. Встановлення DFM включає в себе наступні основні елементи: оцінка стану трактора; монтаж та перевірка працездатності.

Перед початком установки DFM 50С було оцінено стан трактора, зроблено висновок про можливість проведення такої установки. При монтажі DFM 50С виконувалися наступні правила. Паливопроводи на тракторі мають бути надійно захищені від зовнішніх руйнівних впливів. Не допускається зменшення внутрішнього перетину Паливопроводів при їх

вигині. Кріплення паливопроводів на трактор має проводитися стяжками кожні 0,5 м. Паливопроводи по довжині повинні мати невеликий запас для компенсації температурних змін довжини. Не рекомендується встановлювати DFM 50C на елементах, схильних до сильної вібрації і нагрівання. При з'єднанні паливопроводів необхідно стежити за чистотою фланців і різьбових з'єднань. Для всіх ущільнень обов'язково використовувати тільки нові мідні ущільнювальні шайби з монтажного комплекту. Гумові паливопроводи слід підключати до елементів паливної системи за допомогою поворотних косинців і закріплювати хомутами необхідного діаметра. Після установки DFM необхідно видалити повітря з паливної системи.

DFM 50C був встановлений після штатного фільтра тонкого очищення. Помпа засмоктує паливо з бака через фільтр грубої очистки і закачує його в фільтр тонкого очищення і далі через DFM 50C в ПНВТ.

Для правильного обліку палива в схемі було змінено місце скидання надлишкового палива таким чином, щоб воно не підраховувалося повторно. Для цього перепускний клапан з ПНВТ був перенесений на ділянку паливної магістралі між помпою і DFM 50C. В іншому випадку велика частина палива, що пройшла через DFM 50C, буде повертатися в бак і надходити в DFM 50C повторно. При цьому витрата буде завищена в 3...6 разів.

Годинна витрата палива, л/год, визначається за формулою:

$$G_q = 0,7 \cdot R \cdot N, \quad (3.3)$$

де R – питома витрата палива, г×кВт/год; N – потужність двигуна, к.с.

Витрата палива залежить від ступеня завантаження двигуна, від якості доріг і вантажопідйомності тракторного причепа. При перевезеннях зазвичай витрачається 8,5...13 л/год [34].

На двох залікових ділянках фіксувалося по шість значень годинної витрати палива (л/год): для причіпного ТТА без ТДП. Загальна вага причепа 54 кН; для причіпного ТТА з ТДП. Загальна вага причепа 54 кН; для причіпного ТТА без ТДП. Загальна вага причепа 61,85 кН; для причіпного

ТТА з ТДП. Загальна вага причепа 61,85 кН; для причіпного ТТА без ТДП, без вантажу. Вага причепа 14 кН; для причіпного ТТА з ТДП, без вантажу. Вага причепа 14 кН.

3.5 Методика визначення розподілу ваги причепа, оснащеного ТДП, за його опорами

У другому розділі було встановлено, що величини реакції опорної поверхні на гідроначіпці трактора і вісі причепа залежать від зміни співвідношення нижньої і верхньої частин маятника, зміни співвідношення переднього і заднього кінців балки, а також зміни кута нахилу маятника до упору. Для встановлення зазначених залежностей і визначення раціональних значень цих величин проведені експериментальні дослідження.

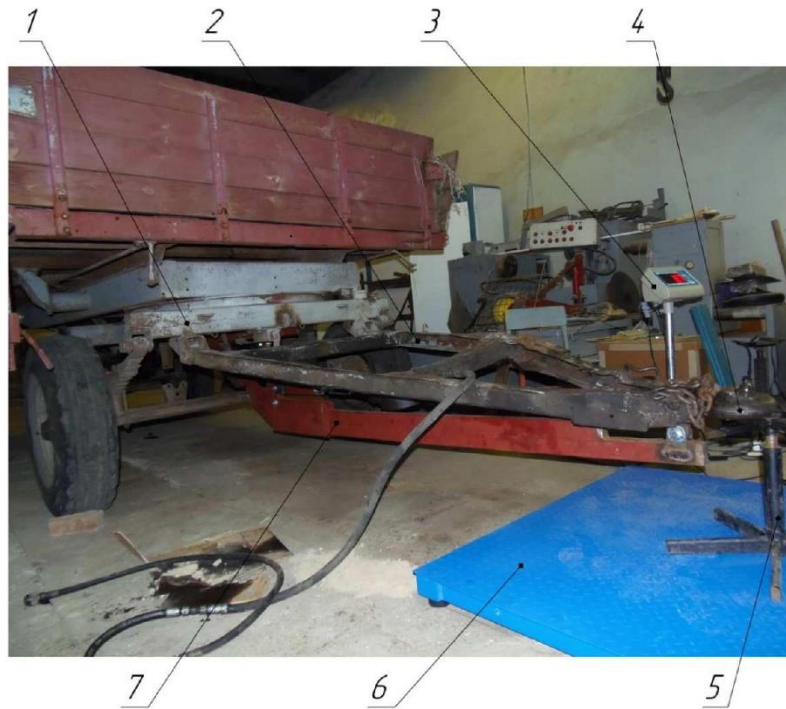
Вони проводилися в майстерні в статиці на горизонтальній поверхні.

При проведенні експериментів було використано наступне обладнання та інструменти: ТДП до причепу; ваги платформні ВСП4-3000А, до 3т; рулетка довжиною 9 м, з ціною поділки 1мм; динамометр ДПУ-20-1, відповідає 1-му класу точності. Вимірювання зусилля проводиться в кілоньютонах (кН), ціна поділки 0,2 кН; домкрат гідравлічний 12 т (ШААЗ); талреп М16 кільце-гак, граничне робоче навантаження – 1,6 т.

Експериментальні дослідження проводилися для чотирьох точок на балці ТДП: $1 - \frac{a}{b} = 2$; $2 - \frac{a}{b} = 2,2$; $3 - \frac{a}{b} = 2,4$; $4 - \frac{a}{b} = 2,5$ і для трьох точок на маятнику ТДП: $1 - \frac{n}{m} = 0,2$; $2 - \frac{n}{m} = 0,4$; $3 - \frac{n}{m} = 0,6$. Загальна вага причепа з ТДП складає 54660 Н.

Величину сили, що довантажує трактор, визначали наступним чином.

На вантажоприймальну платформу ваг через металеву підставку встановлювалося тягове кільце дишла причепу (рис. 3.7).



1 – рама поворотного візка причепа; 2 – дишло; 3 – вторинний вимірювальний прилад ваг; 4 – тягове кільце дишла причепа; 5 – металева підставка; 6 – платформа ваг; 7 – ТДП

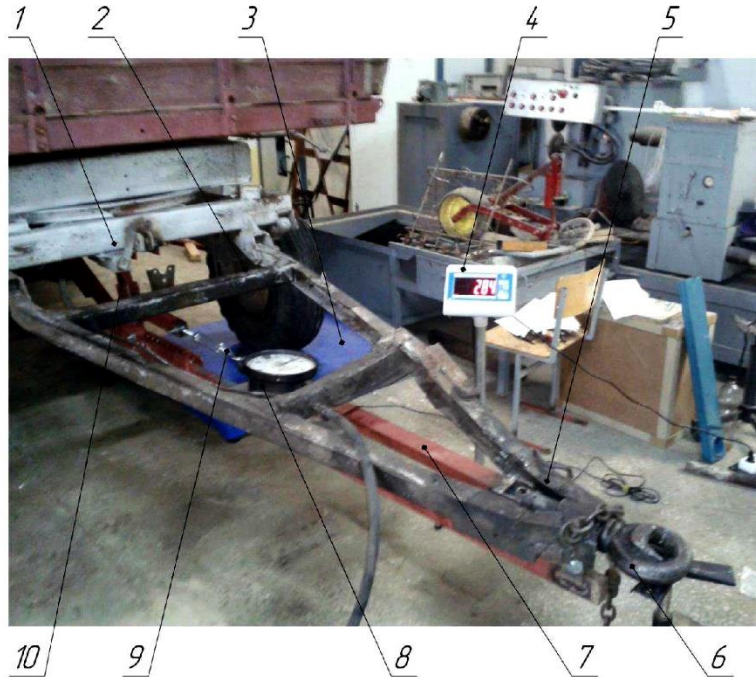
Рисунок 3.7 – Визначення навантаження на гідроначіпці трактора

При закручуванні талрепа, вбудованого в тягу ТДП, створювалося необхідне гакове зусилля в інтервалі від 3000 до 9000 Н. Чисельне значення гакової сили показував динамометр, встановлений між талрепом і кінцем тяги. Обраний інтервал був розбитий на 4 діапазони по 1500 Н.

Експеримент проводився у всіх діапазонах зусиль для всіх співвідношень $\frac{a}{b}$ і $\frac{n}{m}$. Отримано 72 значення сили, що довантажує гідроначіпку трактора.

Величину реакції опорної поверхні на передню вісь визначали наступним чином. Використовуючи гідравлічний домкрат, під ліве переднє колесо причепа були встановлені ваги (рис. 3.8), а для того щоб всі колеса причепа знаходили на одному рівні під інші підкладали дерев'яні бруски товщиною 100 мм (висота платформи ваг). Тягове кільце дишла причепа встановлювали на висоті 580 мм від опорної поверхні. За допомогою

талрепа створювали необхідну величину гакового зусилля при тих же комбінаціях точок, що і при визначенні величини сили, яка довантажує трактор. Аналогічно визначалася реакція опорної поверхні і на задні колеса причепа.



1 – рама поворотного візка причепа; 2 – передня вісь причепа; 3 – платформа ваг; 4 – вторинний вимірювальний прилад ваг; 5 – дишло; 6 – тягове кільце дишла причепа; 7 – тяга; 8 – динамометр; 9 – талреп; 10 – маятник

Рисунок 3.8 – Визначення навантаження на передні колеса причепа

Результатом проведеного дослідження є експериментальні дані розподілу ваги агрегату за його опорами при зміні співвідношень нижньої і верхньої частин маятника і переднього і заднього кінців балки.

РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОГО ТТА З ТДП

4.1 Визначення кінематичних параметрів ТДП до причепа

При виїзді з поля на польову або профільовану дорогу трактор і причіп виявляються на різних опорних площинах, в результаті чого причіпне кільце дишла причепа здійснює переміщення у вертикальному напрямку, але так як до муфти дишла шарнірно прикріплена балка, а задній кінець балки за допомогою сержки шарнірно з'єднаний з заднім кінцем рами поворотного візка, то маятник, шарнірно прикріплений до верхньої частини балки, до середини якого прикріплена тяга, також шарнірно з'єднана з тяговим кільцем дишла причепа, буде змінювати кут нахилу до упору, жорстко сполученого з рамою поворотного візка. Аналіз взаємодії конструктивних елементів ТДП до причепа вказує на необхідність визначення їх конструктивних розмірів з урахуванням технічних параметрів причепа і характеристики дорожніх умов.

Залежності розділу 2 показують, що для визначення конструктивних розмірів ТДП необхідно знати наступні величини: кінематичну довжину трактора $L_{кр} = 1,2$ м; базу трактора $L_{тр} = 2,37$ м; довжину дишла причепа $m_{\delta} = 2,105$ м; довжину рами поворотного візка причепа $r = 1,1$ м; відстань від поверхні опори до верхньої частини передньої вісі причепа $l_o = 0,38$ м; висоту розташування причіпного пристрою трактора над опорною поверхнею $l_{\delta} = 0,48$ м; висоту розташування нижньої площини рами поворотного візка над поверхнею опори $l_p = 0,765$ м. А також встановити максимальну висоту нерівності.

За 50 вимірами висоти нерівностей при виїзді причіпного ТТА МТЗ-80+2ПТС-4 побудована гістограма їх розподілу (рис. 4.1) і встановлений закон нормального розподілу випадкової величини – висоти нерівностей з

наступними параметрами: мінімальне значення висоти нерівностей $x_{\min} = 0,01$ м, середнє – $\bar{x} = 0,05$ м, максимальне – $x_{\max} = 0,12$ м.

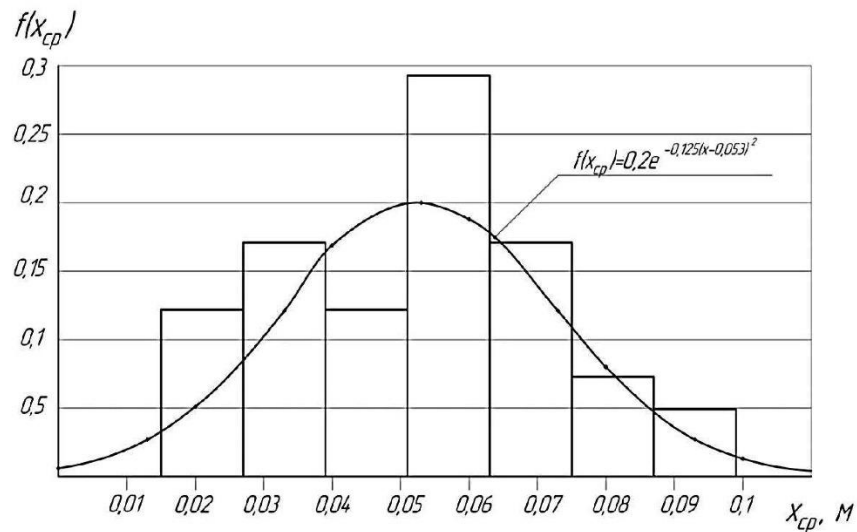


Рисунок 4.1 – Гістограма і крива розподілу висоти подоланих нерівностей при русі причіпного ТТА МТЗ-80+2ПТС-4

На підставі отриманих залежностей і геометричних параметрів причепа 2ПТС-4 визначені основні конструктивні параметри ТДП, а саме:

– зміна висоти розташування тягового кільця дишла причепа при подоланні нерівності над опорною поверхнею, коли дишло опущено вниз

$$y' = x \cdot \frac{L_{KP}}{L_{TP}} = 0,0607 \text{ м};$$

– довжина балки $l_b = m_\delta + r = 3,205$ м;

– довжина сережки $l_c = l_p - (l_o + y' - l_\delta) \cdot \frac{m_\delta \cdot \cos \varphi + r}{m_\delta \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + y' - l_\delta = 0,393$

м

– мінімальна довжина маятника $l_m = l_c + r \cdot \text{tg} \beta = 0,377$ м, тут (β – кут нахилу балки до поверхні опори).

На рис. 4.2 показана зміна висоти розташування тягового кільця дишла причепа над опорною поверхнею y' , коли воно опущено вниз, тобто коли передні колеса трактора знаходяться на нерівності, а також довжини

сережки l_c і мінімального розміру маятника l_m , від висоти подоланої нерівності.

Бачимо, що при розмаху варіювання висоти подоланих нерівностей рівному 0,11 м зміна довжини сережки l_c і мінімального значення довжини маятника l_m не перевищують 0,012 м. Це вказує на можливість виготовлення сережки і маятника за їх розмірами, відповідним максимальному значенню подоланої нерівності, а саме довжина сережки $l_c = 0,393$ м, довжина маятника $l_m = 0,377$ м.

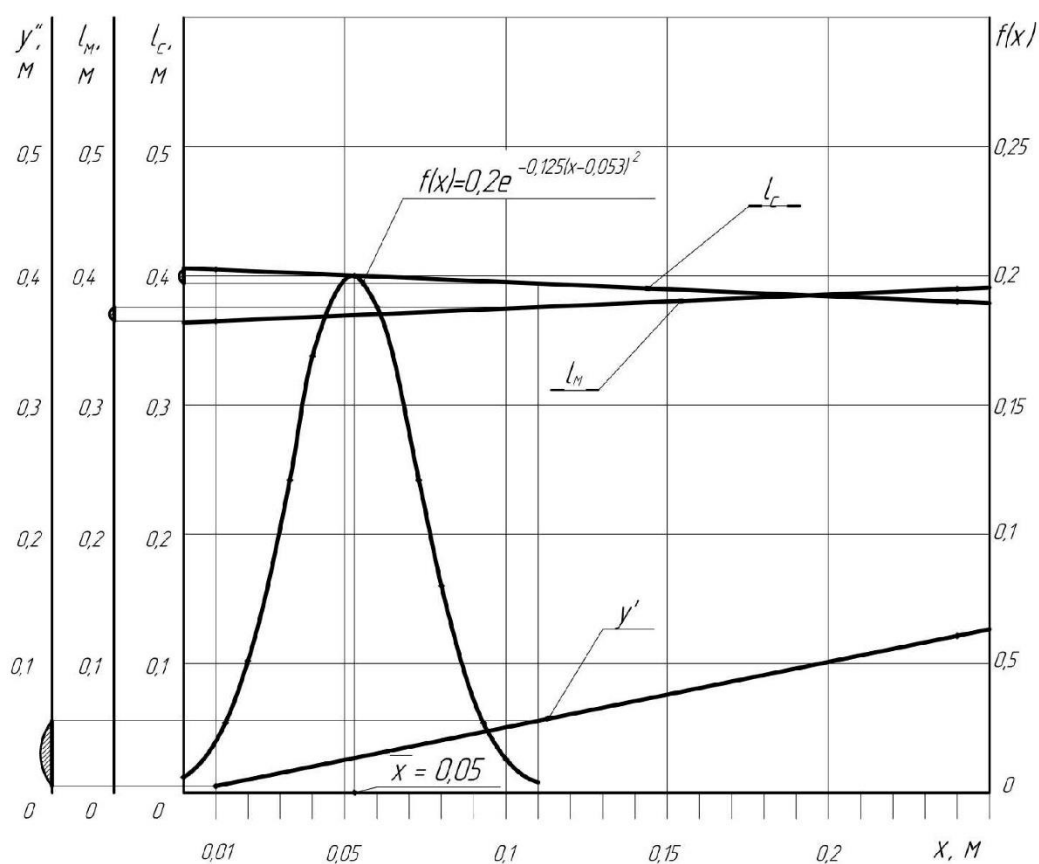


Рисунок 4.2 – Зміна діапазону вертикального коливання тягового кільця диска y' , довжини маятника l_m і довжини сережки l_c в залежності від висоти подоланої нерівності x

4.2 Вибір параметрів ТДП, що забезпечують допустиме довантаження трактора

На підставі дослідження функціонування ТДП до причепа, що перетворює силу на гаку в довантажування гідроначіпки трактора, було встановлено, що сила довантаження P_D пропорційна гаковому зусиллю P_{KP} , тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна відношенням переднього і заднього кінців балки, а також нижньої і верхньої частин маятника. Встановимо кількісну оцінку впливу кожного параметра на величину сили, що довантажує гідроначіпку трактора. Для обраного агрегату, при номінальній вантажопідйомності причепа 4 т, коефіцієнті опору пересуванню $f = 0,12$, кут схилу поля $\alpha = 2,5^\circ$, гакове зусилля трактора $P_{KP} = 8,83$ кН. З залежностей розділу 2 випливає, що допустиме довантаження трактора $P_D = 7,7$ кН при куті нахилу маятника до упору рівному 60° , не забезпечується ні за яких співвідношень $\frac{a}{b}$ і $\frac{n}{m}$. Коли кут нахилу маятника дорівнює 65° , допустиме довантаження досягається за умови $\frac{a}{b} = 1$ і $\frac{n}{m} = 0,2$. Зі збільшенням кута до 70° , допустиме довантаження можливо забезпечити при значеннях $\frac{a}{b} = 1$, а $\frac{n}{m} = 0,6$. Якщо встановити кут нахилу маятника рівним 75° , то довантаження на трактор в $7,7$ кН буде досягнуто при двох поєднаннях: $\frac{a}{b} = 2$; $\frac{n}{m} = 0,4$ та $\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,2$. Аналогічний результат досягається і при куті $\alpha_m = 80^\circ$ тобто довантаження трактора в $7,7$ кН досягається при $\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,6$ та $\frac{a}{b} = 2$; $\frac{n}{m} = 0,8$. З метою забезпечення більш рівномірного розподілу сумарного навантаження по кінцях балки і маятника, і з огляду на особливості конструктивно-

технологічної схеми ТДП, вибираємо раціональні співвідношення $\frac{a}{b} = 2,5$,

$$\frac{n}{m} = 0,2.$$

4.3 Результати експериментальних досліджень і їх аналіз

4.3.1 Лабораторні дослідження впливу ТДП на розподіл ваги причепа за опорами

З урахуванням встановлених раціональних параметрів ТДП до причепа був виготовлений його дослідний зразок і змонтований на причепі 2ПТС-4. Дослідження проводилися відповідно до методики, викладеної в третьому розділі. Мета експерименту – показати адекватність аналітичних залежностей, що описують розподіл ваги причепа за його опорами, з фактичними даними. Результати експерименту наведені на рис. 4.3. Зауважимо, що показання ваг при визначенні навантаження на вісі збільшувалися в два рази, оскільки на платформу розміщувалось тільки одне колесо причепа.

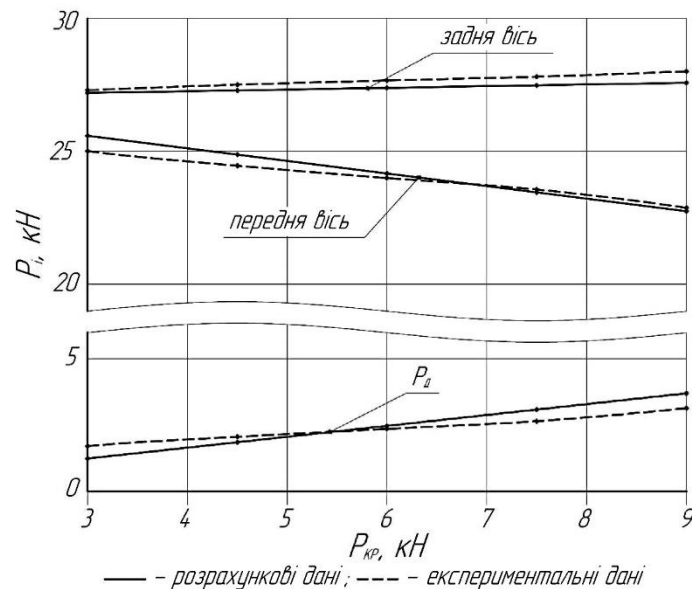


Рисунок 4.3 – Зміна значення зусилля P_D , що довантажує, з боку причепа, гідроначіпку трактора, навантаження на передні $P_{П}$ і задні колеса

P_3 причепа, в залежності від гакового зусилля P_{KP} (при $\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,2$; $\alpha_m = 60^\circ$)

Аналіз рис. 4.3 показує, що збіжність розрахункових значень навантаження з фактичним за всіма трьома досліджуваними точкам висока. При силі опору на гаку 9 кН довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа, для прийнятих параметрів ТДП, становить 3,13 кН, а перевантаження задньої вісі причепа не перевищує 1 кН, що становить 3,7%. Крім того отримані дані вказують на високу точність використовуваних ваг, оскільки сума навантажень на вісі причепа і гідроначіпку трактора дорівнює його загальній вазі 54 кН.

Слід зазначити, що для умов ($\frac{a}{b} = 2,5$; $\frac{n}{m} = 0,2$; $\alpha_m = 75^\circ$) при вазі причепа в 61,85 кН, перевантаження задньої вісі становить 6,4 кН, тобто 23,7%.

4.3.2 Оцінка буксування і паливної економічності базового і запропонованого варіантів ТТА

Оцінка буксування ведучих коліс трактора МТЗ-80 і паливна економічність його двигуна Д-240 проводилася паралельно відповідно до викладеної методики, результати досліджень наведені на рис. 4.4 та 4.5.

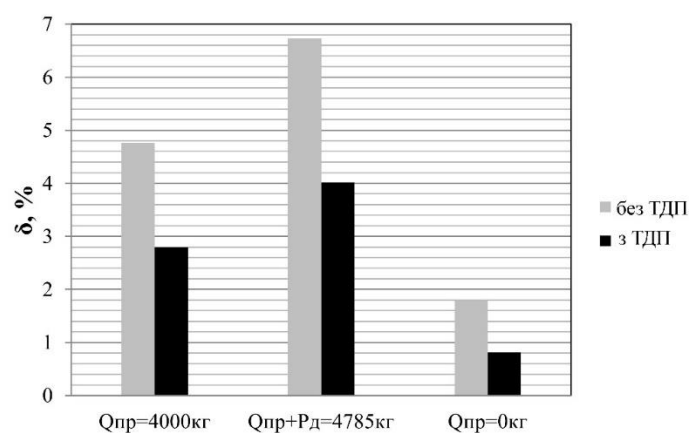


Рисунок 4.4 – Порівняльна оцінка буксування ведучих коліс трактора за базовим і запропонованим варіантам

З рис. 4.4 випливає, що при русі базового і запропонованого варіантів ТТА по полю, підготовленому під посів, буксування ведучих коліс трактора по запропонованому варіанту, коли причіп 2ПТС-4 оснащений ТДП, нижче як з вантажем, так і в холосту, як з номінальною вантажопідйомністю – 4 т, так і із збільшеною – 4,785 т.

Якщо буксування коліс трактора в базовому варіанті (вантажопідйомність причепа 4 т) дорівнює 4,76%, то в запропонованому воно становить лише 2,79%. Аналогічно і при вантажопідйомності причепа 4,785 т: в базовому варіанті буксування становить 6,73%, а в запропонованому – 4,02%. Деяке зниження буксування спостерігається у запропонованого варіанту ТТА коли він рухається по полю в холосту.

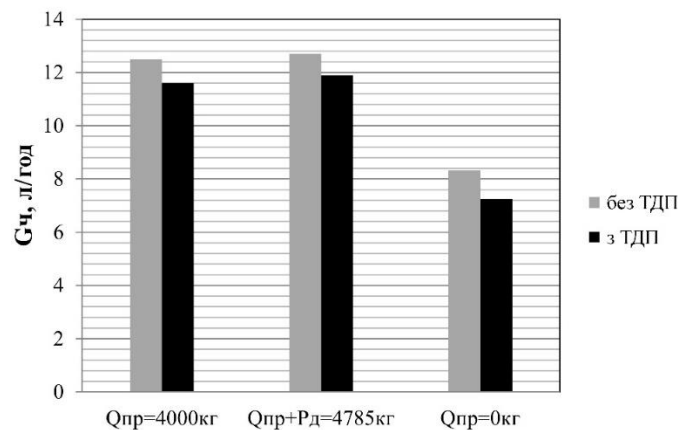


Рисунок 4.5 – Порівняльна оцінка годинної витрати палива двигуном трактора за базовим і запропонованим варіантам

З рис. 4.5 видно, що тенденція до зниження годинної витрати палива аналогічна буксуванню. Годинна витрата палива в базовому варіанті вище, ніж в запропонованому при русі по полю, підготовленому під посів, коли вантажопідйомності ТТА 4 і 4,785 т, відповідно на 0,9 л/год і 0,8 л/год.

ВИСНОВКИ

1. Результатом аналізу використання причіпних ТТА з ТДП з'явилася конструктивно-технологічна схема ТДП до причепа, що дозволяє використовувати гакову силу в якості сили, що довантажує гідроначіпку трактора. Розроблено аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного ТДП, за його опорами, що враховують його конструктивні параметри і величину гакової сили, та дозволяють визначити допустиме навантаження на гідроначіпку трактора, що виключає порушення його стійкості і керованості.

2. Отримано залежність, що дозволяє з урахуванням умов використання причіпного ТТА, оснащеного ТДП (кут схилу полів, коефіцієнт опору пересуванню і т.п.) визначати його раціональну вантажопідйомність, що забезпечує підвищення техніко-економічної ефективності. Встановлено закономірності, що враховують висоту подоланих причіпним ТТА нерівностей при виїзді його з поля на дорогу, які дозволяють знайти основні параметри конструктивних елементів ТДП. З урахуванням закону розподілу висоти подоланих нерівностей з характеристиками: максимальне значення висоти – 0,12 м, середнє – 0,05 м, залежними від бази трактора, визначені довжини: балки – 3,205м, сережки – 0,393м, маятника – 0,377м.

3. Встановлено, що довантаження з боку причепа, оснащеного ТДП, на гідроначіпці трактора пропорційне гаковому зусиллю, тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційне відношенням переднього і заднього кінців балки і нижньої і верхньої частин маятника, відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута нахилу маятника до упору від 60° до 80° . При цьому, довантаження на гідроначіпці трактора змінюються від 1,9 кН до 22,8 кН. Для середніх значень кута схилу полів $2,5^\circ$, коефіцієнта опору пересуванню причепа 2ПТС-4 рівного 0,12 довантаження гідроначіпки трактора становить 7,7 кН, при цьому колеса передньої вісі розвантажуються на 10,3 кН, а задні перевантажуються на 2,47 кН.

4. Визначена раціональна вантажопідйомність причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДП, що дорівнює 4,785 т. В цьому випадку перевантаження задніх коліс причепа становить 6,4 кН, яке виключається шляхом збільшення його бази на 0,65 м, за умови збереження вихідного положення кузова відносно рами , або заміною шин на шини з більшою вантажонесучою здатністю.

5. Експериментально встановлено, що застосування запропонованого ТДП в ТТА МТЗ-80+2ПТС-4 забезпечує зниження буксування ведучих коліс трактора і підвищує паливну економічність. Якщо у базового варіанту при вантажопідйомності 4 т буксування становить 4,76%, то у запропонованого – 2,79%, при раціональній вантажопідйомності причепа 4,785 т буксування у базового варіанту 6,73%, а у запропонованого – 4,02%.

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