НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.3.02.024.028.

ПОГОДЖЕНО	**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**
Декан факультету (Директор ННІ)	**Завідувач кафедри**
механіко – технологічний факультет	**тракторів і автомобілів**
(назва факультету (ННІ))	**(назва кафедри)**
_____ **Братішко В.В.**	_____ **Калінін Є.І.**
(підпис) (ПІБ)	**(підпис) (ПІБ)**
“___” _____ 2025 р.	**“___” _____ 2025 р.**

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Технологія адаптації тракторів в складі грунтообробних агрегатів до умов експлуатації»

Спеціальність __208 «Агроінженерія»_____
(код і назва)

Освітня програма _____Агроінженерія _____
(назва)

Орієнтація освітньої програми_____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор _____ Братішко В.В.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент _____ Колєснік Іван Васильович
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Хропатий Євгеній Іванович
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів
д.т.н., професор _____ Калінін Є.І.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“____” _____2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту Хропатий Євгений Іванович

(прізвище, ім’я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Технологія адаптації тракторів в складі грунтообробних агрегатів до умов експлуатації»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 12.12.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні характеристики тракторних агрегатів.

Перелік питань які потрібно розробити:
Вступ
1. Стан питання, обгрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення.
2. Теоретичні дослідження
3. Експериментальне дослідження.
4. Результати дослідження;
5. Висновки.
6. Список використаних джерел.

Перелік графічного матеріалу:
Стан питання, обгрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення; Методика проведення дослідження, які застосовуються обмеження та пропозиції; експериментальне дослідження; дослідження методів дослідження ТТА; Висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ Колєснік І.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Хропатий Є.І..
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Актуальність теми дослідження. Ґрунтообробні агрегати, створювані з урахуванням тракторів тягово-енергетичної концепції, дедалі більше впроваджуються у технології вирощування сільськогосподарських культур. Пов’язано це, як правило, із застосуванням комбінованих агрегатів здатних за один прохід виконувати кілька технологічних операцій, а також зі збільшенням діапазону робочих швидкостей руху агрегатів, призначених для ресурсозберігаючих технологій. Такі енергетичні засоби, крім потужності двигуна, що реалізується через ходову систему, мають запас потужності двигуна, яку можна реалізувати через вал відбору потужності. Поява надлишку потужності двигуна, у разі використання трактора тільки в тяговому варіанті, неприпустимо для класичної тягової концепції, так як це призводить до істотного перевитрати палива, що є невідновлюваною сировиною, що, по суті, знижує ефективність його використання. Крім цього, діючі на трактор динамічні навантаження з боку ґрунтового фону істотно впливають на його кінематичні втрати, що змушує враховувати обмежувальні пороги при встановленні номінального режиму його роботи.

При експлуатації тракторів дана проблема вирішується шляхом узгодження режимів роботи та експлуатаційних параметрів трактора у складі ґрунтообробного агрегату за критеріями ресурсозбереження.

Тому обґрунтування критеріальних умов, що дозволяють призначати оптимальні значення режимів роботи та експлуатаційних параметрів трактора, що використовується у складі МТА різного технологічного призначення, є перспективним напрямом зниження погектарного витрат палива.

Об’єкт дослідження - технологічний процес суцільної обробки ґрунту колісним машинно-тракторним агрегатом.

Предмет дослідження - взаємозв’язок експлуатаційної маси трактора з експлуатаційними та агротехнологічними показниками використання тракторів у складі МТА.

Метою дослідження є підвищення експлуатаційних та агротехнологічних показників колісних тракторів у складі грунтообробних агрегатів за рахунок їх технологічної адаптації до зональних умов експлуатації.

Завдання дослідження:

1) провести аналіз основних способів технологічної адаптації колісних тракторів з метою обґрунтування критеріальної умови оптимізації їх експлуатаційних параметрів;

2) розробити математичну модель розрахунку раціональної експлуатаційної маси колісного трактора, що забезпечує збереження тягового ККД трактора зі збільшенням його номінального гакового зусилля;

3) розробити методику та провести експериментальні дослідження машинно-тракторних агрегатів з оцінки ефективності технологічної адаптації трактора до зональних умов експлуатації;

4) обґрунтувати умови раціонального баластування трактора у складі МТА для технологій суцільного обробітку ґрунту;

5) оцінити економічну ефективність технологічної адаптації колісних тракторів до зональних умов експлуатації.

Наукова новизна роботи полягає:

– у розробці математичної моделі визначення раціональної експлуатаційної маси трактора з колісною формулою 4К4, яка дозволяє врахувати зональні умови експлуатації МТА різного технологічного призначення;

– результати теоретичних та експериментальних досліджень оцінки ефективності технологічної адаптації тракторів тягово-енергетичної концепції до зональних умов експлуатації;

– у розробці способу експериментального визначення дійсної швидкості руху трактора.

Теоретична значимість роботи полягає у розвитку аналітичних методів розрахунку, що дозволяють за значеннями механічних характеристик

ґрунтового фону, конструктивним параметрам трактора і силовим навантаженням, що діють з боку ґрунтообробних знарядь, прогнозувати експлуатаційні параметри МТА на стадії його комплектування.

Практична значимість роботи полягає в розробці програмного продукту, що дозволяє на стадії комплектування МТА або стадії придбання колісного трактора до існуючого парку сільськогосподарських машин визначати раціональну кількість баластувальних вантажів, що забезпечують виконання технологічних операцій з максимальною продуктивністю.

Методологія дослідження базувалася на пошуку та обґрунтуванні критеріальних порогових обмежень, що сприяють розробити ефективні методи підвищення ефективної експлуатації об’єкта дослідження.

Методи дослідження базуються на теоретичному обґрунтуванні запропонованих заходів, виконаного із застосуванням класичних законів землеробської механіки, прикладної механіки, теорії коливань твердих тіл та методів статистичної обробки експериментальних даних, та експериментальної їх верифікації в реальних умовах експлуатації.

ЗМІСТ

ВСТУП 9

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПИТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ АДАПТАЦІЇ ТРАКТОРІВ 11

1.1 Представлення машинно-тракторного агрегату еквівалентної динамічної системи 11

1.2 Технологічна адаптація трактора 14

1.2.1 Аналіз параметрів МТА, що варіюються, при виконанні технологічного процесу 14

1.2.2 Вибір оптимальної маси енергонасичених тракторів 15

1.2.3 Способи баластування трактора 19

ВИСНОВКИ ДО ПЕРШОГО РОЗДІЛУ 25

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ МАСИ ТРАКТОРА 26

2.1 Визначення номінального гакового зусилля трактора з колісною формулою 4К4 26

2.1.1 Аналітичне визначення тягово-зчіпних властивостей забігаючого моста трактора 27

2.1.2 Аналітичне визначення тягово-зчіпних властивостей відстаючого моста трактора 32

2.1.3 Аналітичний розрахунок умовної тягової характеристики трактора 37

2.1.4 Тягова характеристика трактора при динамічному характері крюкового зусилля 41

2.2. Буксування трактора за максимального значення ККД його ходової системи 45

2.3. Допустиме буксування ведучих коліс трактора 48

ВИСНОВКИ ДО ДРУГОГО РОЗДІЛУ 51

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 53

3.1 Обґрунтування об’єкта дослідження 54

3.2 Реєстровані силові та кінематичні параметри трактора Zetor 56

3.3 Вимір опору грунтообробних знарядь (гакове навантаження трактора) 57

3.4 Визначення опору руху переднього моста та загального опору перекочування трактора 59

3.5 Вимірювання дійсної швидкості трактора методом «п’ятого» колеса 60

3.6 Вимірювання теоретичної швидкості трактора 61

3.7 Визначення буксування трактора 62

3.8 Визначення положення центру мас трактора в горизонтальній площині 65

ВИСНОВКИ ПО ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛУ 66

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ АДАПТАЦІЇ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ДО ЗОНАЛЬНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ 68

4.1 Динамічні характеристики гакового зусилля трактора 68

4.2 Спектральний аналіз крюкового зусилля трактора 73

4.3 Тягові показники експериментального трактора 76

4.4 Вплив експлуатаційної маси трактора Zetor на опір перекочуванню 80

4.5 Значення допустимого коефіцієнта буксування трактора Zetor 82

ВИСНОВКИ ПО ЧЕТВЕРТОМУ РОЗДІЛІ 85

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ АДАПТАЦІЇ ТРАКТОРА У СКЛАДІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ 88

ВИСНОВКИ ПО П’ЯТОМУ РОЗДІЛУ 89

ВИСНОВКИ 90

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 92

ДОДАТКИ 96

ВСТУП

Грунтообробні агрегати, створювані з урахуванням тракторів тягово-енергетичної концепції, дедалі більше впроваджуються у технології вирощування сільськогосподарських культур. Пов’язано це, як правило, із застосуванням комбінованих агрегатів здатних за один прохід виконувати кілька технологічних операцій, а також зі збільшенням діапазону робочих швидкостей руху агрегатів, призначених для ресурсозберігаючих технологій. Такі енергетичні засоби, крім потужності двигуна, що реалізується через ходову систему, мають запас потужності двигуна, яку можна реалізувати через вал відбору потужності. Поява надлишку потужності двигуна, у разі використання трактора тільки в тяговому варіанті, неприпустимо для класичної тягової концепції, так як це призводить до істотного перевитрати палива, що є невідновлюваною сировиною, що, по суті, знижує ефективність його використання. Крім цього, діючі на трактор динамічні навантаження з боку грунтового фону істотно впливають на його кінематичні втрати, що змушує враховувати обмежувальні пороги при встановленні номінального режиму його роботи.

При експлуатації тракторів дана проблема вирішується шляхом узгодження режимів роботи та експлуатаційних параметрів трактора у складі грунтообробного агрегату за критеріями ресурсозбереження.

Тому обґрунтування критеріальних умов, що дозволяють призначати оптимальні значення режимів роботи та експлуатаційних параметрів трактора, що використовується у складі МТА різного технологічного призначення, є перспективним напрямом зниження погектарного витрат палива.

Об’єкт дослідження - технологічний процес суцільної обробки грунту колісним машинно-тракторним агрегатом.

Предмет дослідження - взаємозв’язок експлуатаційної маси трактора з експлуатаційними та агротехнологічними показниками використання тракторів у складі МТА.

Метою дослідження є підвищення експлуатаційних та агротехнологічних показників колісних тракторів у складі грунтообробних агрегатів за рахунок їх технологічної адаптації до зональних умов експлуатації.

Завдання дослідження:

1) провести аналіз основних способів технологічної адаптації колісних тракторів з метою обґрунтування критеріальної умови оптимізації їх експлуатаційних параметрів;

2) розробити математичну модель розрахунку раціональної експлуатаційної маси колісного трактора, що забезпечує збереження тягового ККД трактора зі збільшенням його номінального гакового зусилля;

3) розробити методику та провести експериментальні дослідження машинно-тракторних агрегатів з оцінки ефективності технологічної адаптації трактора до зональних умов експлуатації;

4) обґрунтувати умови раціонального баластування трактора у складі МТА для технологій суцільного обробітку ґрунту;

5) оцінити економічну ефективність технологічної адаптації колісних тракторів до зональних умов експлуатації.

Наукова новизна роботи полягає:

– у розробці математичної моделі визначення раціональної експлуатаційної маси трактора з колісною формулою 4К4, яка дозволяє врахувати зональні умови експлуатації МТА різного технологічного призначення;

– результати теоретичних та експериментальних досліджень оцінки ефективності технологічної адаптації тракторів тягово-енергетичної концепції до зональних умов експлуатації;

– у розробці способу експериментального визначення дійсної швидкості руху трактора.

Теоретична значимість роботи полягає у розвитку аналітичних методів розрахунку, що дозволяють за значеннями механічних характеристик

ґрунтового фону, конструктивним параметрам трактора і силовим навантаженням, що діють з боку ґрунтообробних знарядь, прогнозувати експлуатаційні параметри МТА на стадії його комплектування.

Практична значимість роботи полягає в розробці програмного продукту, що дозволяє на стадії комплектування МТА або стадії придбання колісного трактора до існуючого парку сільськогосподарських машин визначати раціональну кількість баластувальних вантажів, що забезпечують виконання технологічних операцій з максимальною продуктивністю.

Методологія дослідження базувалася на пошуку та обґрунтуванні критеріальних порогових обмежень, що сприяють розробити ефективні методи підвищення ефективної експлуатації об’єкта дослідження.

Методи дослідження базуються на теоретичному обґрунтуванні запропонованих заходів, виконаного із застосуванням класичних законів землеробської механіки, прикладної механіки, теорії коливань твердих тіл та методів статистичної обробки експериментальних даних, та експериментальної їх верифікації в реальних умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПИТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ АДАПТАЦІЇ ТРАКТОРІВ

1.1 Представлення машинно-тракторного агрегату еквівалентної динамічної системи

З метою встановлення сфери існування технологічних заходів з адаптації колісних тракторів до зональних умов експлуатації потрібно розглянути концептуальну модель МТА, що розкриває залежність вихідних експлуатаційних характеристик від конструктивних характеристик його окремих елементів.

Під визначенням МТА слід прийняти різні комбінації енерготехнологічних машин, основна функція яких полягає у виконанні технологічних процесів сільськогосподарського призначення із заданими якісними показниками [4,5,16]. З наведеного визначення слід, що МТА повинен оснащуватися: енергетичною установкою, що забезпечує привід виконавчих механізмів; ходовою системою, передавальним механізмом (трансмісією), що забезпечує механічний зв'язок між енергетичною установкою і ходовою системою; механічним зв'язком технологічних машин одна з одною. Схематично структурну схему МТА можна представити згідно з рисунком 1.1.

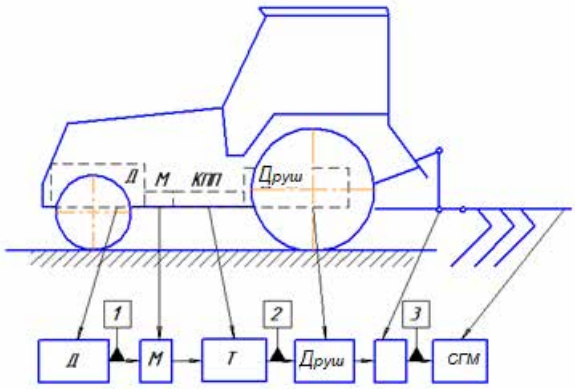


Рисунок 1.1 – Структурна схема МТА:

Д – енергетична установка; *М* – *Т* – передавальний механізм (трансмісія); $P_{руш}$ – ходова система; *СГМ* – технологічна машина.

Подана структурна схема машинно-тракторного агрегату дозволяє вивчити характер зміни таких енергетичних та силових величин, як:

1. потужність енергетичної установки;

2. рівня втрат крутного моменту при передачі його від енергетичної установки, через передавальний механізм, до ходової системи;

3. трансформацію підведеного крутного моменту до ходової системи в дотичний і гаковий зусилля.

Кількісне вивчення перерахованих величин може бути здійснено за допомогою вимірювальних датчиків, розташованих у таких сполученнях, як: 1 - енергетична установка - передавальний механізм; 2 - передавальний механізм - рушій; 3 - зчленування технологічних машин.

Глибокіше вивчення формування вихідних експлуатаційних параметрів МТА можливе при розгляді його енергетичного балансу.

У цьому випадку представлену структурну модель необхідно трансформувати в динамічну модель МТА, що наочно ілюструє обмін енергією між характерними окремими ланками об’єкта, що вивчається (рисунок 1.2-1.3).

На підставі динамічної моделі МТА можна вивчати складніші завдання, а саме:

1. оптимізація структурної схеми МТА при різних режимах та умовах експлуатації;

2. кількісна оцінка вихідних експлуатаційних характеристик трактора за конструктивними характеристиками його окремих елементів та умов їх взаємодії між собою;

3. розробка критеріальних умов оптимізації конструктивних характеристик окремих елементів МТА;

4. математичний опис аналіз тягових властивостей тракторів за різних умов навантаження;

5. технологічна адаптація існуючого МТА до заданих умов експлуатації.

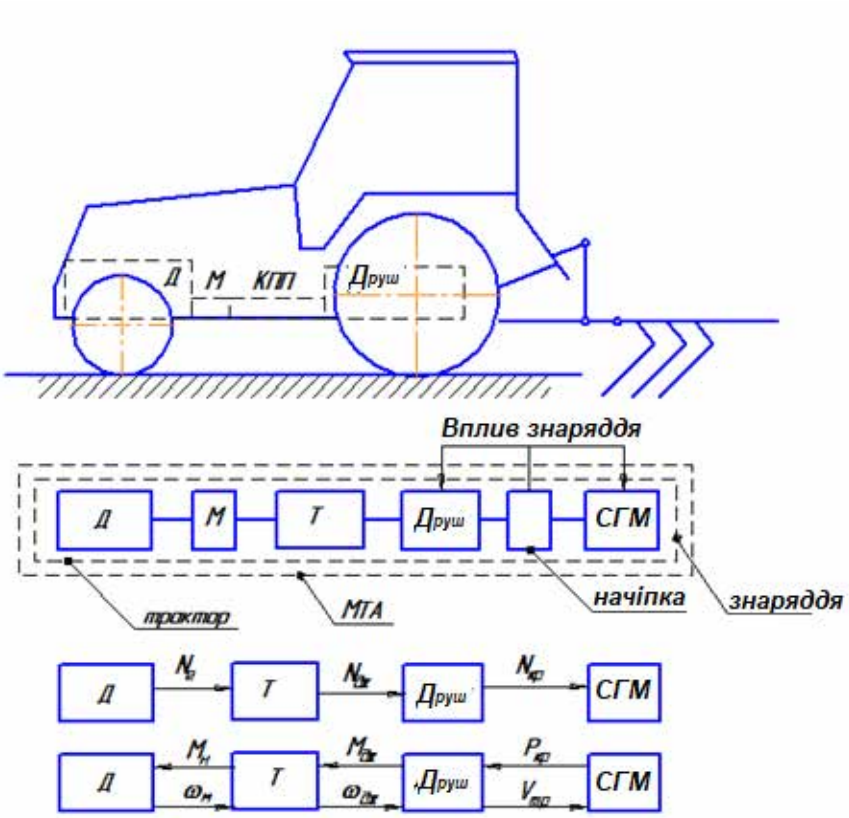


Рисунок 1.2 – Динамічна модель МТА: N_e, $N_{дж}$, $N_{кр}$ - потужність, що розвивається двигуном; потужність, що передається через рушій; гакова потужність; $M_н$, $M_{дж}$, $P_{кр}$ - крутний момент розвивається двигуном, крутний момент, підведений до рушія; гакові зусилля, що розвивається трактором; $w_н$, $w_{дж}$, $V_{тр}$ - кутова швидкість обертання валу енергетичної установки; кутова швидкість обертання рушія; поступальна швидкість трактора.

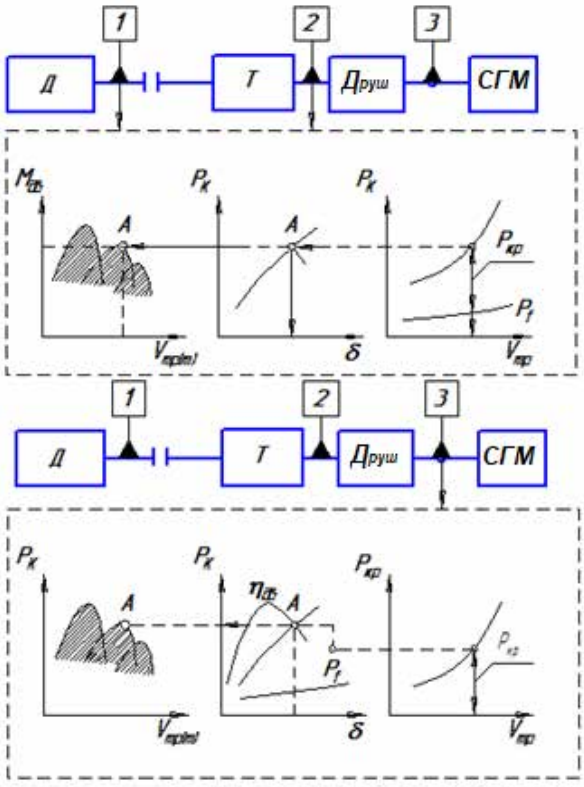


Рисунок 1.3 - Динамічна модель МТА. $P_к$ - дотичне зусилля, що розвивається колісними рушіями, $h_{дв}$ - коефіцієнт корисної дії енергетичної установки, P_f - опір перекочування трактора, - коефіцієнт буксування рушіїв.

При вирішенні зазначених завдань необхідно буде виконати реєстрацію зазначених на рисунках 1.2 - 1.3. кінематичних та силових характеристик трактора. На практиці реєстрація зазначених величин здійснюється за допомогою вимірювальних датчиків, що розміщуються у вузлах трансмісії, кістяка трактора і рушіїв.

1.2 Технологічна адаптація трактора

1.2.1 Аналіз параметрів МТА, що варіюються, при виконанні технологічного процесу

Під технологічною адаптацією тракторів у складі МТА розумітимемо забезпечення мінімальних витрат на одиницю виконаної роботи за високої продуктивності і необхідної якості робочого процесу [23].

1. Вплив довкілля. Коливальний характер впливу довкілля надає найбільш несприятливий вплив як у енергетичні параметри трактора, і на техніко-економічні і агротехнічні показники всього МТА. Даний фактор слід розглядати як некерований, так як характеристики оброблюваного матеріалу слід вважати змінними, навіть у рамках одного поля.

2. Фактори, обумовлені динамічними властивостями двигуна, суміщенням його швидкісної характеристики з навантажуючими і перетворюючими характеристиками трансмісії, а також відхиленнями їх параметрів від встановлених номінальних значень. Дані фактори визначаються значеннями енергетичних і масових характеристик трактора (експлуатаційна маса трактора m_e, колісна формула, розподіл маси трактора по осях l_1, l_2, номінальна експлуатаційна потужність двигуна N_e, крутний момент Мн, коефіцієнт пристосовності двигуна $\kappa_M = M_{\max} / M_н$, частота обертання колінчастого валу двигуна $n_н$).

3. Група факторів, пов'язана з організаційними та керуючими впливом тракториста та технічними заходами з оптимального завантаження двигуна та вибору швидкісного режиму роботи трактора.

Аналіз перелічених факторів показує, що до параметрів МТА, що варіюються, можна віднести масові параметри трактора (експлуатаційна маса трактора, розподіл маси трактора по осях). Інші параметри можна розглядати як некеровані. Частина з них встановлюється заводом-виробником і регламентована під конкретну технологічну операцію, інша частина (третя група факторів) обмежена по можливості їх застосування.

1.2.2 Вибір оптимальної маси енергонасичених тракторів

Останнім часом у сільськогосподарському виробництві все частіше впроваджуються трактори тягово-енергетичної концепції. Пов'язано це, як правило, із застосуванням комбінованих агрегатів здатних за один прохід виконувати кілька технологічних операцій, а також зі збільшенням діапазону робочих швидкостей руху агрегатів, призначених для ресурсозберігаючих

технологій. Такі трактори, крім потужності двигуна, що реалізується через ходову систему, мають запас потужності, що передається через вал відбору потужності. Для тракторів нової концепції особливо гостро стоїть питання про неузгодженість потужності двигуна трактора та його маси. Поява надлишку потужності двигуна, у разі використання трактора тільки в тяговому варіанті, в порівнянні з необхідною для узгодження її з номінальним тяговим зусиллям, неприпустимо для класичної тягової концепції.

Використовуючи поняття еталонної енергонасиченості трактора як основного параметра для оцінки рівня баластування, визначив за формулою 1.7 розрахункову масу 30 тракторів тягово-енергетичної концепції. Значення коефіцієнта використання зчіпної ваги згідно з ДСТУ ГОСТ 27021-86 (з урахуванням масштабних коефіцієнтів) автор прийняв для тракторів 4К4 $\varphi_{кр} = 0,39$. Результати розрахунків представлені рисунку 1.5, там же представлені паспортні дані з масі досліджуваних тракторів.

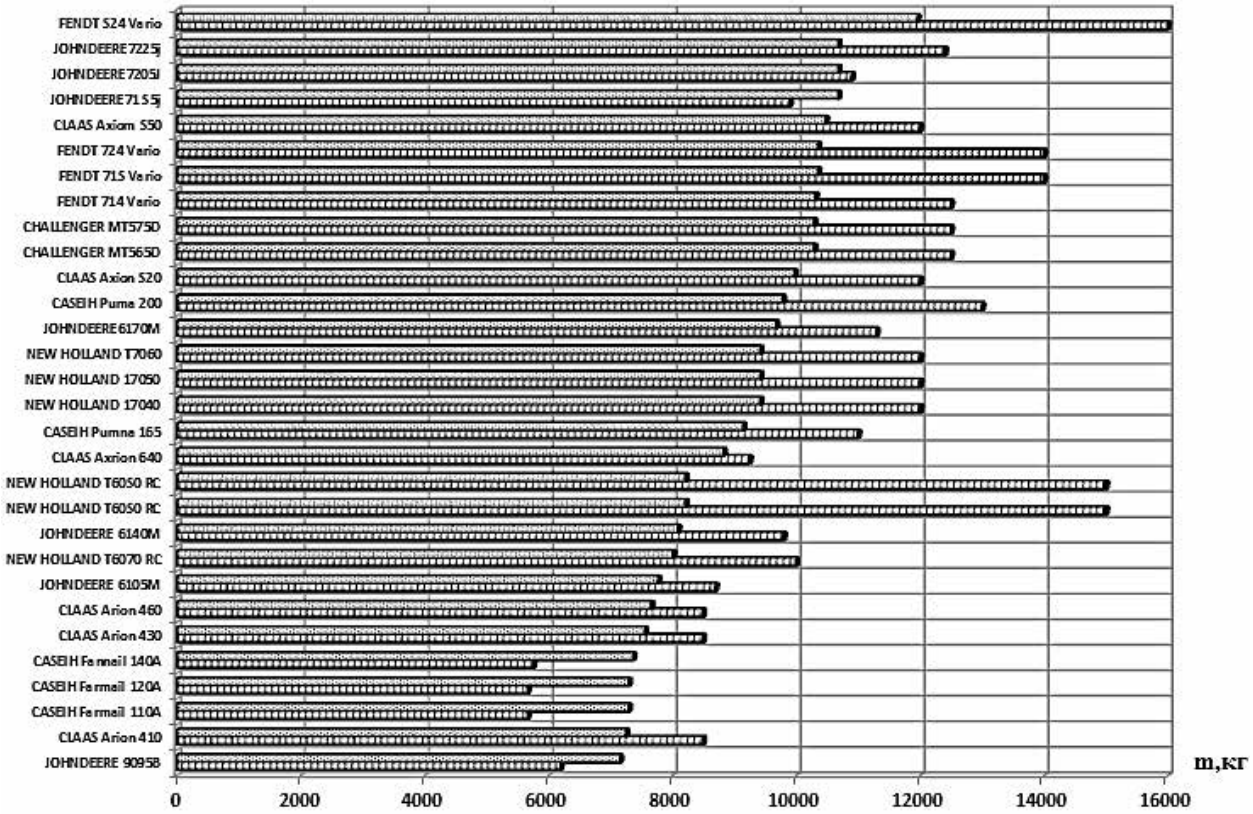


Рисунок 1.5 - Розрахункові та паспортні значення мас тракторів.

▨ – розрахункове значення, ▥ – паспортне значення.

Висновки про розходження розрахункових та паспортних даних мас досліджуваних тракторів автор досліджуваної роботи не робить. Можна припустити, що експлуатаційна маса імпортних тракторів розраховується конструкторами за критеріями, відмінними від критерію зони максимального тягового ККД

Типорозмірний ряд сільськогосподарських тракторів, спочатку побудований як однопараметричний (номінальне тягове зусилля), стає двопараметричним, в якості класифікуючих параметрів при цьому виступає номінальне тягове зусилля і потужність двигуна, що розвивається в номінальному швидкісному режимі робочого руху.

Двопараметричний типорозмірний ряд представляє послідовність взаємопов'язаних класифікаційних параметрів – номінального тягового зусилля та потужності двигуна, «…він складається з 9 тягово-потужних класів із встановленими межами номінального тягового зусилля. При цьому кожен типорозмір потужності може бути використаний за рахунок баластування не менше ніж у 2 тягово-потужних класах» [10], рисунок 1.6.

Для врахування якісних відмінностей енергонасичених тракторів у системі їх класифікації автор пропонує ввести поняття «номінальне тягове зусилля з повним баластом», обмеживши весь діапазон тягових зусиль двома номінальними значеннями – верхнім та нижнім. Верхнє значення номінального тягового зусилля відповідає експлуатаційній масі трактора з повним баластом, а нижнє - експлуатаційній масі з мінімальним баластом або без нього.

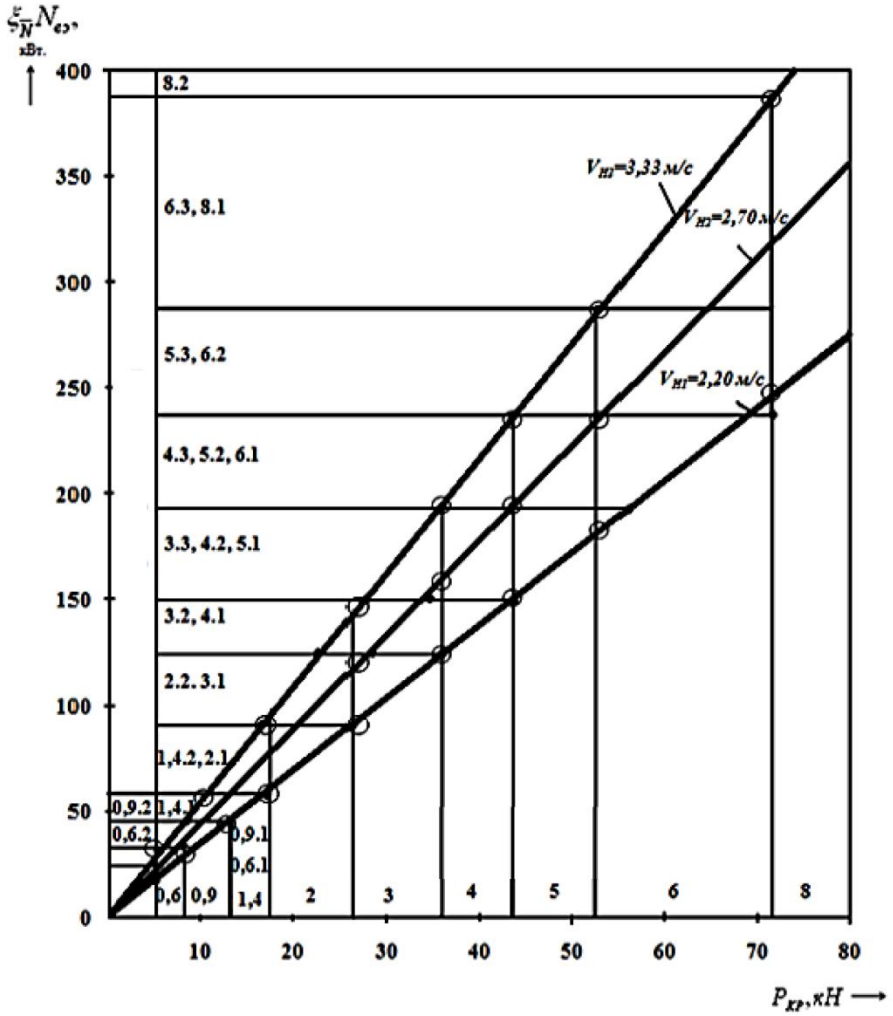


Рисунок 1.6 – Двопараметричний типорозмірний ряд колісних тракторів ($\varphi_{кр} = 0,41$).

Якщо у всіх вище розглянутих роботах в основу вибору маси трактора покладена зона максимального тягового ККД, критично відноситься до визначення номінального крюкового зусилля $P_{кр.н}$ по граничному значенню коефіцієнта буксування або зниження $h_{T\ max}$ на 2,5%. Автор пропонує встановлювати номінальне гакове зусилля трактора по максимуму продуктивності машинно-тракторного агрегату.

Критерії оцінки останнього пропонуються різні, в результаті чого величина допустимого коефіцієнта буксування в різних джерелах коливається для колісних тракторів при роботі на стерні від 0,16 до 0,3.

Нами пропонується критерій допустимого коефіцієнта буксування, який би якісні показники роботи трактора у складі МТА. При підвищенні коефіцієнта буксування трактора понад деяке допустиме значення ґрунтові

шари починають зрушуватися щодо один одного, що призводить до інтенсивного їх стирання і до збільшення числа еродируючих частинок. Виходячи з цього обґрунтування масових параметрів трактора може бути визначено за значенням допустимого коефіцієнта буксування, що забезпечує збереження структурного складу ґрунту.

1.2.3 Способи баластування трактора

Під баластуванням трактора розуміють збільшення його експлуатаційної маси баластовими вантажами.

Як баласт застосовують воду, що заливається в шини, або знімні маси, виконані у вигляді металевих пластин, що навішуються за допомогою кронштейна на передню або задню частину рами трактора (рисунки 1.8, 1.9). У деяких конструкціях металеві пластини, виконані у вигляді дисків, що розміщуються на півосях задніх ведучих коліс (рисунок 1.10).

Рисунок 1.8 – Передній баласт трактора.

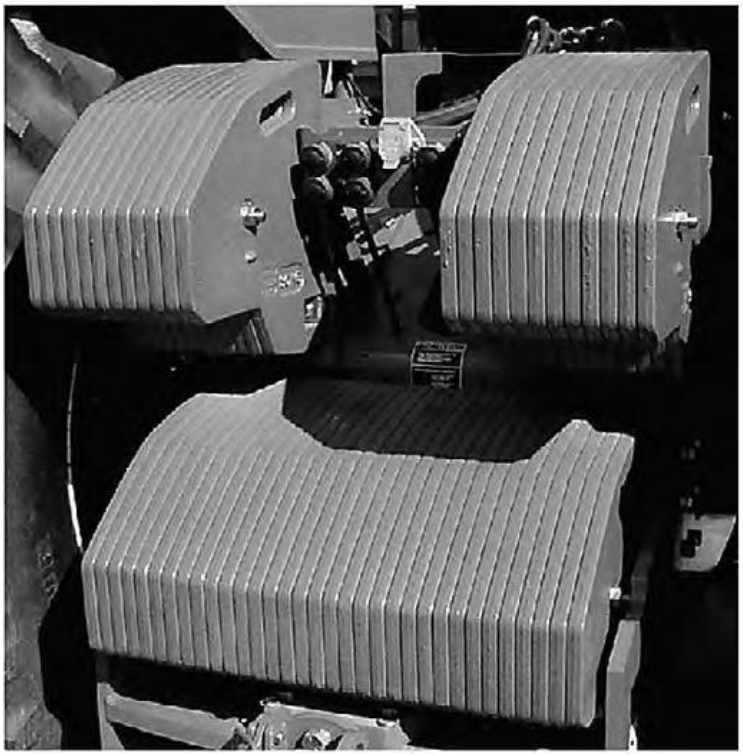


Рисунок 1.9 – Задній баласт трактора.

Рисунок 1.10 – Задній баласт трактора, виконаний у вигляді дисків

На сьогоднішній день вітчизняні та іноземні виробники колісних тракторів широко використовують пропозицію додаткового баласта трактора як додаткову опцію. У таблиці 1.2. наведено типові марки колісних тракторів, там же представлені значення їх експлуатаційних мас без баласту та з

використанням максимально допустимої маси баластових вантажів. Слід зазначити, що експлуатаційна маса трактора при цьому варіюється досить у великому діапазоні від 25% до 50% для трактора.

Такий широкий діапазон можливої зміни експлуатаційної маси трактора явно свідчить про його приналежність до двох суміжних тягових класів, що накладає певні труднощі при його раціональному агрегатуванні з грунтообробними знаряддями. Додатково слід зазначити відсутність методичної бази як у заводу виробника, так і в офіційних дилерів, що реалізують дані трактори на території України, що регламентує вибір оптимальної маси трактор, а для конкретних технічних та зональних умов експлуатації.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики тракторів

Модель	Мас а, т	Маса + баласт, т	Маса по осям: пер/зад, %	Питомий тиск рушіїв на грунт, кПа
John Deere 8310R	**12,4**	**15,4**	**45/55**	**182**
New Holland T8.390	**12,4**	**15,8**	**42/58**	**161**
ATM-7360 Terrion	**11,0**	**16,3**	**55/45**	**189**

Нижче наведено витяги з інструкції з експлуатації трактора.

1. Необхідно дотримуватися правильного рекомендованого розподілу маси. Працюючи з причіпними знаряддями 55% маси повинне посідати передній міст і 45% маси на задній. Працюючи з навісними знаряддями 65% маси повинне посідати передній міст і 35% на задній міст.

2. При використанні рідини в колесах її слід розміщувати її рівномірно у двох колесах однієї осі.

3. Намагатися не перевищувати максимальної маси трактора: серія 2335 – 14545 кг; серія 2375 – 17273 кг; серія 435 - 19790 кг; серія 485 - 22070 кг; серія 535 - 24340 кг; серія 575 – 26 140 кг.

4. Буксування трактора повинно бути в межах 8-15% при використанні його з причіпними знаряддями і 13-15% при використанні з навісними знаряддями.

5. У разі проведення легких робіт при баластуванні потрібно добитися необхідної пробуксовки при мінімальній масі трактора.

6. У разі проведення важких робіт необхідно домогтися необхідної пробуксовки при масі трактора, наближеному до рекомендованої маси. Для отримання рекомендованої маси необхідно потужність двигуна трактора помножити на коефіцієнт енергонасиченості трактора. Це коефіцієнт для тракторів серії 2000 становить 43,1 кг/к.с., для тракторів серії ННТ – 45,3 кг/к.с.

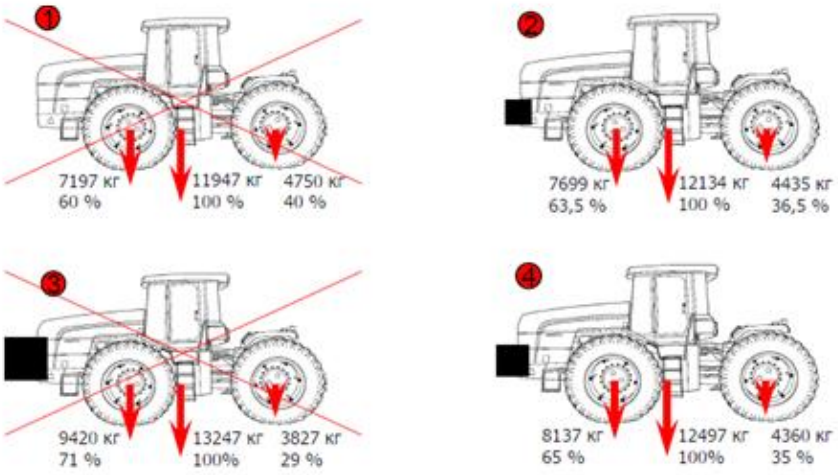


Рисунок 1.11 – Ілюстрація до питання баластування трактора під час використання його на легких роботах

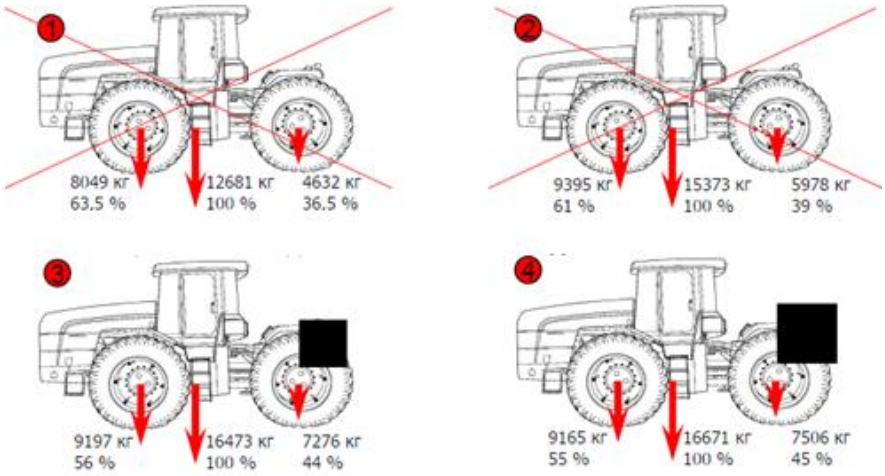
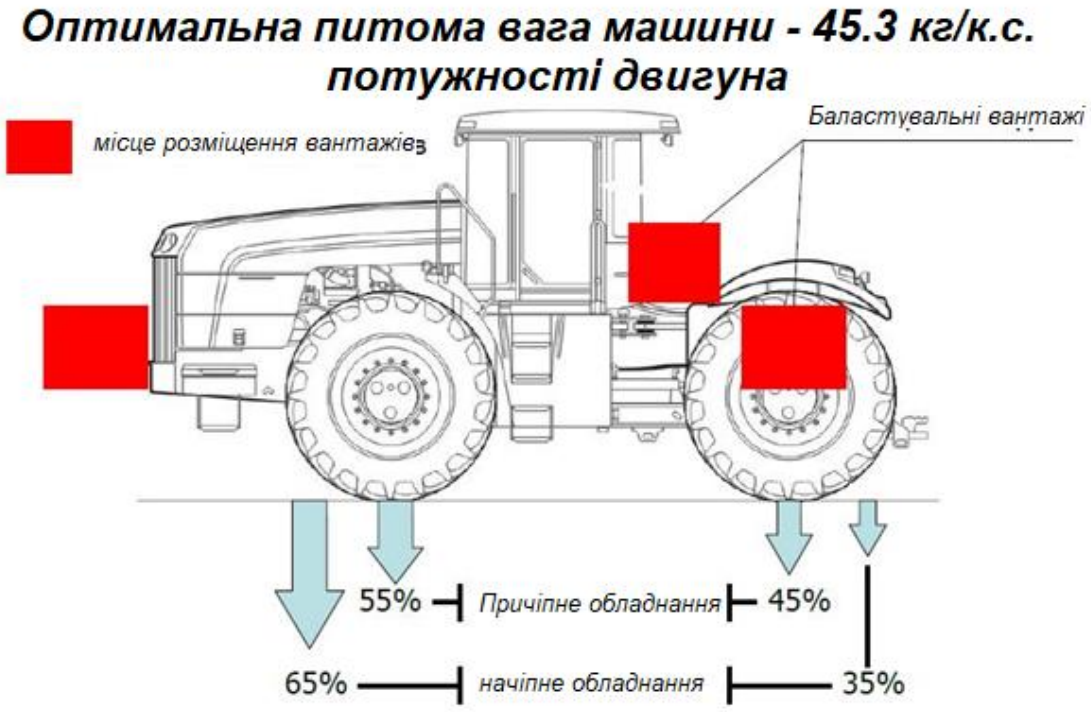


Рисунок 1.12 – Ілюстрація до питання баластування трактора під час використання його на важких роботах

Нижче представлена ілюстрація оптимальної маси трактора, що використовується при роботі трактора на важких роботах, із загальними висновками та рекомендаціями.



1. У більшості випадків додатковий і допоміжний вантажі, встановлені на задній міст, не є достатнім баластом. У цьому випадку можна додати рідкий баласт у шини для того, щоб досягти необхідних 95 фунтів/к.с., а також розподілу маси по мостах: передня частина - 55% / задня частина - 45%.

2. У більшості випадків замовлення та встановлення додаткового вантажу на передній міст є непродуктивним та непотрібним. Необхідно додавати додатковий баласт на задній міст, а не на передній.

3. Існують різні комбінації додаткових вантажів (рідкі та тверді).

4. Хоча є думка, що необхідно проводити повторне баластування навесні, влітку і восени, що в 90% випадків є неправдою. Після здійснення баластування (досягнення необхідного розподілу маси по осях та оптимальної ваги) показники не змінюються протягом невизначеної кількості часу.

5. Допоміжний задній баласт також встановлюється на тракторах, оснащених валом відбору потужності.

6. Баластування є важливою частиною роботи трактора. Вантажі повинні розглядатися як частина процесу продажу з відповідним замовленням.

Ефективність використання баластування трактора при виконанні технологічних операцій розглянута в багатьох роботах, аналіз їх змісту дозволив узагальнити висновки, наведених у них:

– поліпшення тягових показників колісних тракторів за рахунок баластування найбільш ефективно у разі зростання несучої здатності грунту зі збільшенням глибини;

– згідно з експериментальними даними роботи при збільшенні експлуатаційної маси трактора спостерігалося збільшення тягової потужності на 20%, при роботі МТА на ґрунтовому стерневому полі, і на 35% на паровому полі;

– до негативних факторів, що виникають при збільшенні експлуатаційної маси трактора, слід віднести переущільнення родючого шару ґрунтового фону і, як наслідок, зниження його родючості;

– на ґрунтових фонах, що мають слабку несучу здатність, у вертикальному напрямку слід очікувати зростання глибини колії трактора, опору прикочування та коефіцієнта буксування.

ВИСНОВКИ ДО ПЕРШОГО РОЗДІЛУ

1. На підставі динамічної моделі МТА можна вивчати такі завдання:

– оптимізація структурної схеми МТА при різних режимах та умовах експлуатації;

– кількісна оцінка вихідних експлуатаційних характеристик трактора за конструктивними характеристиками його окремих елементів та умов їх взаємодії між собою;

– розробка критеріальних умов оптимізації конструктивних характеристик окремих елементів МТА;

– математичний опис аналіз тягових властивостей тракторів за різних умов навантаження;

– технологічна адаптація існуючого МТА до заданих умов експлуатації».

2. Під технологічною адаптацією трактора розуміється забезпечення мінімальних витрат на одиницю виконаної роботи при заданій якості технологічного процесу. Як основні варіюються параметрів МТА, що впливають на ефективність роботи колісних тракторів у складі МТА, є масові параметри трактора (експлуатаційна маса трактора, розподіл маси трактора по осях). Інші параметри можна розглядати як некеровані. Частина з них встановлюються заводом-виробником і регламентовані під конкретну технологічну операцію, інша частина (третя група факторів) обмежені по можливості використання.

3. В основу технологічної адаптації трактора може бути закладений критерій «допустимого коефіцієнта буксування», що забезпечує збереження структурного складу ґрунту.

4. Виявлено відсутність науково-обґрунтованих рекомендацій щодо баластування тракторів у конкретних зональних умовах експлуатації.

5. Зпрогнозовано, що межею збільшення маси трактора слід вважати таку його довантаження, яка, не змінюючи тягового ККД, збільшує номінальне гакове зусилля.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ МАСИ ТРАКТОРА

2.1 Визначення номінального гакового зусилля трактора з колісною формулою 4К4

Використання в сучасних тракторах приводу на всі колеса значно ускладнює конструкцію ходової системи трактора. Додаткові труднощі виникають під час використання блокованого приводу мостів трактора. Пов'язано це з ймовірністю появи явища кінематичного неузгодженості в русі коліс трактора, що призводить до додаткових механічних втрат у трансмісії та зниження сили тяги, зростання коефіцієнта буксування, зниження експлуатаційних показників МТА.

Рівність поступальних швидкостей руху ведучих мостів трактора є достатньою і необхідною умовою кінематичної узгодженості руху колісних рушіїв.

$$V_T^{зм}\left(1-\delta^{зм}\right)=V_T^{ом}\left(1-\delta^{ом}\right) \tag{2.1}$$

де $V_T^{зм}, V_T^{ом}$ – поступальні швидкості руху забігає і відстає моста трактора [14].

У класичній теорії тягових машин вводиться поняття «коефіцієнт кінематичної невідповідності», аналітичний вираз якого має вигляд:

$$k_н=1-\frac{V_T^{зм}}{V_T^{ом}}=1-\frac{r_д^{зм}}{r_д^{ом}}\cdot\frac{i^{ом}}{i^{зм}}, \tag{2.2}$$

де $r_д^{зм}, r_д^{ом}$ – динамічні радіуси кочення коліс, що належать відстає і забігає мосту; $i^{зм}, i^{ом}$ — передавальні числа трансмісії відстаючого і моста трактора, що забігає.

Коефіцієнт кінематичної невідповідності має негативне значення для моста, що забігає, так як для нього справедливий вираз $V_T^{зм} > V_T^{ом}$.

У цьому випадку вираз (2.2) можна привести до вигляду:

$$\delta^{ом}=\delta^{зм}+k_н\left(1-\delta^{зм}\right). \tag{2.3}$$

Якщо враховувати те, що коефіцієнт кінематичної невідповідності - величина негативна, то нерівність $\delta^{ом} < \delta^{зм}$ характеризує допустимі режими узгодженої роботи рушіїв ведучих мостів.

При виконанні умови $k_н=0$ (повна кінематична відповідність) забезпечуватимуться найкращі показники трактора. На практиці домогтися такої умови при використанні блокованого приводу ведучих мостів трактора, при різних видах навантаження трактора гаковим зусиллям неможливо. Пов'язано це зі змінною деформацією шини ведучого колеса, що призводить до зміни динамічного радіусу колеса. Невідповідність кінематичних режимів роботи ведучих мостів усувається буксуванням їх рушіїв, що в кінцевому рахунку призводить до зниження тягових показників трактора. Тому при моделюванні тягових властивостей тракторів у розрахунках слід враховувати умову появи кінематичного неузгодженості в русі коліс трактора, що визначається як конструкцією трансмісії трактора, так і характеристиками ґрунтового фону.

2.1.1 Аналітичне визначення тягово-зчіпних властивостей забігаючого моста трактора

Для аналітичного розрахунку кривої буксування (крива навантаження ведучого мосту), з наступним встановленням номінального гакового зусилля трактора, будемо вести за алгоритмом, представленим у роботі [16].

1. Розрахунок максимального тягового зусилля із системи рівнянь:

$$P_{T\max} = Q_{m_{cp}} \frac{S-b}{S} \frac{r_o}{r_o - e}\left(\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_o}{C_r e_{m_{cp}}} + tg\varphi - \frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r} \right) + \mu\left(Q - Q_{m_{cp}} \frac{S-b}{S} \right);$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{T\max} h_{kp}}{L};$$

$$Q_{m_{cp}} = \frac{2}{3} C_r \left(\sqrt{k+1} + 1 \right) \sqrt{\frac{2e_{m_{cp}}^3}{r_0 - t}}; \qquad (2.4)$$

$$e = e_c + \frac{P_{T\max} h_{kp}}{1{,}44 L \sqrt[3]{\frac{C_r Q}{r_0}\left(1+\sqrt{k+1}\right)^2}};$$

$$e_{m_{cp}} = \frac{e}{1-\delta_{cp}} - \frac{bt}{k_П S}\left(1-\delta_{cp}\right).$$

Параметри δ_{cp}, Q_{mcp}, e_{mcp} знаходять із розв'язання системи рівнянь (2.5):

$$Q\left(r_0 - \frac{t}{2} \right)\frac{t_p}{t}\delta_{cp} = \left(1-\delta_{cp}\right)^2 \frac{S-b}{S} r_o Q_m \left(\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_o}{C_r e_m} \right) + tg\varphi - \frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r};$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{Tcp} h_{kp}}{L};$$

$$Q_m = \frac{2}{3} C_r \left(1+\sqrt{k+1}\right) \sqrt{\frac{2e_m^3}{r_0 - t}};$$

$$e = 1{,}04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2 \left(1+\sqrt{k+1}\right)^2}};$$

$$e_m = \frac{e}{1-\delta_{cp}} - \frac{bt}{k_П S}\left(1-\delta_{cp}\right);$$

$$P_{Tcp} = Q_m \frac{S-b}{S} \frac{r_0}{r_0 - e}\left(\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_0}{C_r e_m} + tg\psi \frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r} + \mu\left(Q - Q_m \frac{S-b}{S} \right)\delta_{cp} \right). \qquad (2.5)$$

2. Розраховується значення допустимого коефіцієнта буксування δ_{cp}, відповідне характерному режиму роботи колеса (зсув всіх «грунтових цеглин» у плямі контакту), і відповідне даному значенню тягове зусилля із системи рівнянь (2.6):

$$\left(r_0-\frac{t}{2}\right)\frac{t_p}{t}\delta_{cp}=\left(1-\delta_{cp}\right)^2\frac{S-b}{S}r_o\left(\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_o}{C_re}\right)+tg\psi-\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r};$$

$$Q=Q_c+\frac{P_{Tcp}h_{kp}}{L};$$

$$e=1{,}04\sqrt[3]{\frac{Q^2r_0}{C_r^2\left(1+\sqrt{k+1}\right)^2}};\qquad(2.6)$$

$$P_{Tcp}=Q_m\frac{Sb}{S}\frac{r_0}{r_0-e}\left(\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_0}{C_re}+tg\varphi\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r}+\mu Q\frac{b}{S}\delta_{cp}\right).$$

3. Визначається значення коефіцієнта пропорційності k_δ

$$k_\delta=\frac{\delta_{cp}\left(1-p^3\right)}{p-\delta_{cp}p^3}.\qquad(2.7)$$

Результати рахунку основних параметрів кривої буксування по мосту, що забігає, трактора Zetor, при зміні його експлуатаційної маси від 4800 до 6000, представлені в табл. 2.1

Таблиця 2.1 – Результати параметрів кривої буксування забігаючого моста трактора

№	с, МН/м^3	$\delta_{дэ}$	$\delta_{ср}$	$P_{Тдэ}$, Н	P_{Tmax}, Н	$k_{\delta дэ}$
Маса трактора (кг.) - 4800						
1	0,05	0,10	0,33	12253,52	36687,28	0,30
2	1	0,11	0,32	12685,33	35641,67	0,31
3	1,5	0,12	0,32	12909,54	35221,57	0,31
4	2,0	0,12	0,32	13051,47	34991,27	0,31
5	2,5	0,12	0,32	13150,07	34845,07	0,31
6	3	0,12	0,32	13221,73	34743,78	0,31
7	3,5	0,12	0,32	13274,48	34669,36	0,31
8	4	0,12	0,32	13312,63	34612,34	0,31
9	4,5	0,12	0,32	13338,57	34567,24	0,31
Маса трактора (кг.) - 5000,00						
1	0,05	0,10	0,33	12581,96	37897,45	0,30
2	1	0,11	0,32	13025,49	36846,55	0,30
3	1,5	0,11	0,32	13255,97	36424,84	0,30
4	2,0	0,12	0,32	13402,14	36193,83	0,30
5	2,5	0,12	0,32	13504,06	36047,25	0,31
6	3	0,12	0,32	13578,58	35945,72	0,31
7	3,5	0,12	0,32	13634,00	35871,15	0,31
8	4	0,12	0,32	13674,80	35814,03	0,31
9	4,5	0,12	0,32	13703,47	35768,85	0,31
Маса трактора (кг.) - 5200,00						
1	0,05	0,10	0,33	12908,92	39105,95	0,30
2	1	0,11	0,32	13364,16	38050,38	0,30
3	1,5	0,11	0,32	13600,87	37627,35	0,30
4	2,0	0,12	0,32	13751,22	37395,79	0,30
5	2,5	0,12	0,32	13856,36	37248,93	0,30
6	3	0,12	0,32	13933,63	37147,24	0,30
7	3,5	0,12	0,32	13991,60	37072,58	0,30
8	4	0,12	0,32	14034,89	37015,40	0,30
9	4,5	0,12	0,32	14066,13	36970,17	0,30
Маса трактора (кг.) - 5400,00						
1	0,05	0,10	0,33	13234,52	40312,99	0,29
2	1	0,11	0,32	13701,47	39253,36	0,30
3	1,5	0,11	0,32	13944,36	38829,29	0,30
4	2,0	0,11	0,32	14098,82	38597,33	0,30
5	2,5	0,11	0,32	14207,11	38450,30	0,30
6	3	0,12	0,31	14287,05	38348,53	0,30
7	3,5	0,12	0,31	14347,45	38273,83	0,30
8	4	0,12	0,31	14230,29	38216,63	0,30
9	4,5	0,12	0,31	14426,74	38171,40	0,30

Продовження таблиця 2.1

Маса трактора (кг.) - 5600,00						
1	0,05	0,10	0,32	13558,85	41518,78	0,29
2	1	0,11	0,32	14037,50	40455,68	0,29
3	1,5	0,11	0,32	14286,55	40030,83	0,30
4	2,0	0,11	0,32	14445,07	39798,64	0,30
5	2,5	0,11	0,31	14556,43	39651,54	0,30
6	3	0,11	0,31	14638,96	39549,76	0,30
7	3,5	0,12	0,31	14701,70	39475,08	0,30
8	4	0,12	0,31	14749,59	39417,90	0,30
9	4,5	0,12	0,31	14785,49	39372,69	0,30
Маса трактора (кг.) - 5800,00						
1	0,05	0,10	0,32	13882,01	42723,51	0,29
2	1	0,10	0,32	14372,36	41657,52	0,29
3	1,5	0,11	0,32	14627,53	41232,14	0,29
4	2,0	0,11	0,31	14790,06	40999,87	0,29
5	2,5	0,11	0,31	14904,45	40852,79	0,29
6	3	0,11	0,31	14989,48	40751,08	0,30
7	3,5	0,11	0,31	15054,47	40676,46	0,30
8	4	0,11	0,31	15104,51	40619,35	0,30
9	4,5	0,11	0,31	15142,55	40574,20	0,30
Маса трактора (кг.) - 6000,00						
1	0,05	0,09	0,32	14204,06	43927,34	0,28
2	1	0,10	0,32	14706,13	42859,01	0,29
3	1,5	0,11	0,31	14967,40	42433,37	0,29
4	2,0	0,11	0,31	15133,90	42201,16	0,29
5	2,5	0,11	0,31	15251,26	42054,21	0,29
6	3	0,11	0,31	15338,73	41952,62	0,29
7	3,5	0,11	0,31	15405,89	41878,12	0,29
8	4	0,11	0,31	15457,99	41821,11	0,29
9	4,5	0,11	0,31	15498,06	41776,06	0,29

2.1.2 Аналітичне визначення тягово-зчіпних властивостей відстаючого моста трактора

Система рівнянь (2.4), подана у розділі 2.1.1, може бути використана для визначення максимального тягового зусилля, що розвивається відстаючим мостом трактора. Проте потрібно її коригування з огляду на те, що слід очікувати зростання перерозподілу маси трактора на передній міст при навантаженні його гаковим зусиллям. Дана умова вносить уточнення знаку у формулах, що визначають значення деформації шини і навантаження на міст трактора.

$$P_{T\max} = Q_{m_{cp}}\left[\frac{S-b}{S}\cdot\left[\frac{2\cdot c_0\cdot\left(B+2\cdot t_н\right)\cdot r_o}{C_r\cdot e}+tg\psi-\frac{2\cdot c_0\left(B+2\cdot t_н\right)}{C_r}\right]+\mu\frac{b}{S}\right];$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{T\max}\cdot h_{kp}}{L}; \qquad (2.8)$$

$$e = e_c - \frac{P_{T\max}\cdot h_{kp}}{L\cdot\left[1{,}44L\sqrt[3]{\frac{C_r Q}{r_0}\cdot\left(1+\sqrt{k+1}\right)^2}\right]}.$$

Визначається значення коефіцієнта буксування переднього моста за системою рівнянь (2.9):

$$\left(r_0-\frac{t}{2}\right)\frac{t_p}{t}\delta_{cp} = \left(1-\delta_{cp}\right)^2\frac{S-b}{S}r_o\left[\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_o}{C_r e}+tg\psi-\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r}\right];$$

$$Q = Q_c - \frac{P_{Tcp}h_{kp}}{L};$$

$$e = 1{,}04\sqrt[3]{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2\left(1+\sqrt{k+1}\right)^2}}; \qquad (2.9)$$

$$P_{Tcp} = Q\frac{S-b}{S}\frac{r_0}{r_0-e}\left[\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)r_0}{C_r e}+tg\psi\frac{2c_0\left(B+2t_н\right)}{C_r}+\mu\frac{b}{S}\delta_{cp}\right].$$

Результати рахунку основних параметрів кривої буксування по відстаючого мосту, трактора Zetor, при зміні його експлуатаційної маси від 4800 до 6000, представлені в табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати параметрів кривої буксування моста трактора, що відстає

№	c, МН/м³	$\delta_{дэ}$	$\delta_{ср}$	$P_{Тдэ}$, Н	$P_{Тmax}$, Н	$P_{Тср}$, Н	$k_{\delta дэ}$
Маса трактора (кг.) - 4800							
1	0,05	0,10	0,31	7726,15	18673,36	23346,42	0,30
2	1	0,11	0,31	8067,35	17930,09	22598,15	0,30
3	1,5	0,12	0,30	8258,77	17617,58	22285,03	0,31
4	2,0	0,12	0,30	8385,90	17441,12	22108,70	0,31
5	2,5	0,12	0,30	8477,98	17326,69	21994,57	0,31
6	3,0	0,13	0,30	8548,23	17246,10	21914,30	0,31
7	3,5	0,13	0,30	8603,60	17186,13	21854,63	0,31
8	4,0	0,13	0,30	8648,14	17139,71	21808,47	0,31
9	4,5	0,13	0,30	8684,32	17102,66	21771,66	0,31
Маса трактора (кг.) - 5000							
1	0,05	0,10	0,31	7935,01	19269,35	24135,49	0,29
2	1	0,11	0,31	8285,49	18520,84	23382,96	0,30
3	1,5	0,12	0,30	8482,15	18206,53	23068,54	0,30
4	2,0	0,12	0,30	8612,82	18029,21	22891,66	0,30
5	2,5	0,12	0,30	8707,54	17914,28	22777,23	0,30
6	3,0	0,12	0,30	8779,91	17833,39	22696,81	0,31
7	3,5	0,12	0,30	8837,10	17773,21	22637,05	0,31
8	4,0	0,13	0,30	8883,24	17726,63	22590,83	0,31
9	4,5	0,13	0,30	8920,92	17689,47	22553,99	0,31
Масса трактора (кг.) - 5200							
1	0,05	0,10	0,31	8142,90	19864,04	24923,46	0,29
2	1	0,11	0,31	8502,64	19110,70	24167,11	0,30
3	1,5	0,11	0,30	8704,52	18794,81	23851,60	0,30
4	2,0	0,12	0,30	8838,70	18616,74	23674,29	0,30
5	2,5	0,12	0,30	8936,03	18501,40	23559,67	0,30
6	3,0	0,12	0,30	9010,49	18420,25	23479,15	0,30
7	3,5	0,12	0,30	9069,44	18359,91	23419,35	0,30
8	4,0	0,12	0,30	9117,15	18313,22	23373,11	0,30
9	4,5	0,12	0,30	9156,26	18275,97	23336,26	0,30
Маса трактора (кг.) - 5400							
1	0,05	0,10	0,31	8349,88	20457,55	25710,46	0,29
2	1	0,11	0,30	8718,89	19699,80	24950,72	0,29
3	1,5	0,11	0,30	8925,97	19382,52	24634,33	0,30
4	2,0	0,12	0,30	9063,63	19203,83	24456,71	0,30
5	2,5	0,12	0,30	9163,55	19088,16	24341,98	0,30
6	3,0	0,12	0,30	9240,06	19006,81	24261,43	0,30
7	3,5	0,12	0,30	9300,73	18946,35	24201,63	0,30
8	4,0	0,12	0,30	9349,95	18899,57	24155,41	0,30
9	4,5	0,12	0,30	9390,45	18862,28	24118,58	0,30

Продовження таблиця 2.2

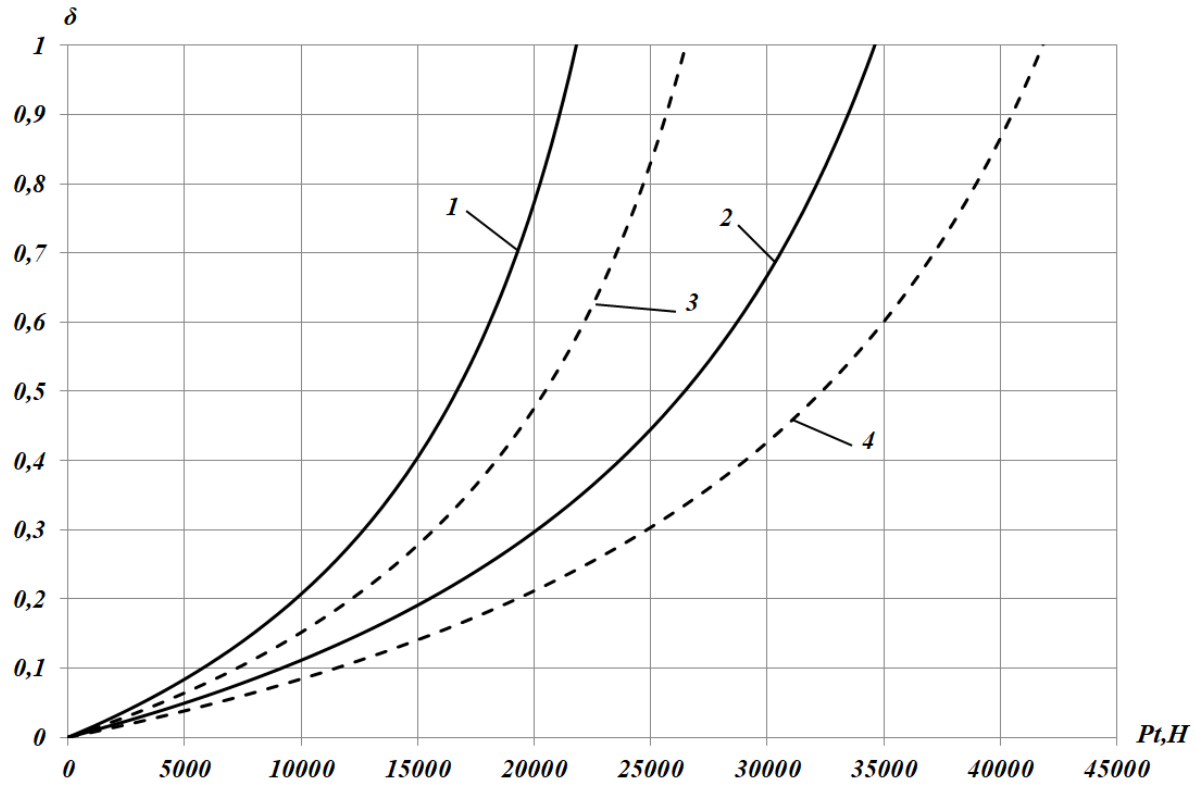
Маса трактора (кг.) - 5600							
1	0,05	0,09	0,31	8555,14	21050,02	26496,62	0,28
2	1	0,10	0,30	8934,30	20288,26	25733,90	0,29
3	1,5	0,11	0,30	9146,56	19969,76	25416,82	0,30
4	2,0	0,11	0,30	9287,68	19790,56	25239,02	0,30
5	2,5	0,12	0,30	9390,15	19674,64	25124,26	0,30
6	3,0	0,12	0,30	9468,68	19593,16	25043,73	0,30
7	3,5	0,12	0,30	9531,04	19532,61	24983,98	0,30
8	4,0	0,12	0,30	9581,74	19485,79	24937,81	0,30
9	4,5	0,12	0,30	9623,58	19448,47	24901,04	0,30
Маса трактора (кг.) - 5800							
1	0,05	0,09	0,31	8760,49	21641,55	27282,04	0,28
2	1	0,10	0,30	9148,91	20876,16	26516,74	0,29
3	1,5	0,11	0,30	9366,35	20556,64	26199,17	0,29
4	2,0	0,11	0,30	9510,91	20377,04	26021,29	0,29
5	2,5	0,11	0,30	9615,90	20260,94	25906,58	0,30
6	3,0	0,12	0,30	9696,43	20179,37	25826,14	0,30
7	3,5	0,12	0,30	9760,45	20118,79	25766,48	0,30
8	4,0	0,12	0,29	9812,59	20071,95	25720,40	0,30
9	4,5	0,12	0,29	9855,73	20034,63	25683,72	0,30
Маса трактора (кг.) - 6000							
1	0,05	0,09	0,31	8965,36	22232,08	28066,81	0,28
2	1	0,10	0,30	9362,79	21463,60	27299,33	0,29
3	1,5	0,11	0,30	9585,38	21143,24	26981,45	0,29
4	2,0	0,11	0,30	9733,37	20963,34	26803,61	0,29
5	2,5	0,11	0,30	9840,87	20847,13	26689,03	0,29
6	3,0	0,11	0,29	9923,37	20765,53	26608,73	0,29
7	3,5	0,12	0,29	9989,02	20704,96	26549,21	0,29
8	4,0	0,12	0,29	10042,57	20658,14	26503,26	0,30
9	4,5	0,12	0,29	10086,97	20620,84	26466,68	0,30

Результати розрахунків кривих буксування відстаючого та забігаючого ведучих мостів трактора Zetor для ґрунтового фону «стерня» представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати параметрів кривої буксування ведучих мостів трактора для ґрунтового фону «стерня»

Маса трактора, кг.	$\delta_{дэ}$	$P_{Тдэ}$, Н	P_{Tmax}, Н	$k_{\delta дэ}$	$\delta_{ср}$	$P_{Тср}$, Н
Задній міст						
4800,00	0,12	13312,63	34612,34	0,31	0,32	28597,57
5000,00	0,12	13674,80	35814,03	0,31	0,32	29548,96
5200,00	0,12	14034,89	37015,40	0,30	0,32	30499,64
5400,00	0,12	14230,29	38216,63	0,30	0,31	31537,99
5600,00	0,12	14749,59	39417,90	0,30	0,31	32399,64
5800,00	0,11	15104,51	40619,35	0,30	0,31	33349,29
6000,00	0,11	15457,99	41821,11	0,29	0,31	34298,89
Передній міст						
4800,00	0,13	8648,14	21808,47	0,31	0,30	17139,71
5000,00	0,13	8883,24	22590,83	0,31	0,30	17726,63
5200,00	0,12	9117,15	23373,11	0,30	0,30	18313,22
5400,00	0,12	9349,95	24155,41	0,30	0,30	18899,57
5600,00	0,12	9581,74	24937,81	0,30	0,30	19485,79
5800,00	0,12	9812,59	25720,40	0,30	0,29	20071,95
6000,00	0,12	10042,57	26503,26	0,30	0,29	20658,14

За результатами даних таблиці 2.3 побудовано графічні характеристики тягово-зчіпних властивостей ведучих мостів трактора на ґрунтовому фоні «стерня», при зміні його експлуатаційної маси від номінальної – 4800кг до максимально допустимої – 6000 кг, рисунок 2.1.



1 - крива буксування відстаючого мосту, маса трактора 4800 кг;

2 - крива буксування забігаючого мосту, маса трактора 4800 кг;

3 - крива буксування відстаючого мосту, маса трактора 6000 кг;

4 - крива буксування забігаючого мосту, маса трактора 6000 кг.

Рисунок 2.1 – Розрахункові залежності коефіцієнта буксування рушіїв ведучих мостів трактора Zetor при різній експлуатаційній масі

2.1.3 Аналітичний розрахунок умовної тягової характеристики трактора

Для проведення тягового розрахунку необхідна загальна тягова характеристика трактора, що враховує як кінематичну невідповідність рушіїв мостів, так і кінематичні втрати трактора в цілому, дана умова представлений вище алгоритм рахунку виконати не може.

Підсумовувати представлені на рисунку 2.1 графічні залежності можна, якщо розглядати процес буксування колісного трактора в цілому, не як кінематичний параметр, що визначає частку втраченої швидкості при буксуванні, а як енергетичний параметр, що визначає частку потужності енергетичної установки, що підводиться до колісних рушіїв. Таке припущення може бути прийняте за умови прямолінійного руху трактора, рушії ведучих

мостів якого мають різні значення коефіцієнтів буксування, обумовлене кінематичним неузгодженістю в русі.

Тоді значення сумарної потужності, що витрачається на буксування трактора, можна уявити залежністю:

$$N_\delta = \delta N_k = \delta_1 N_{k_1} + \delta_2 N_{k2}, \tag{2.10}$$

де N_{k_1}, N_{k_2} – потужність, що підводиться до ведучих коліс трактора;

δ – умовний коефіцієнт буксування трактора.

$$\delta = \frac{\delta_1 N_{k_1} + \delta_2 N_{k2}}{N_k} = \frac{\delta_1 N_{k_1} + \delta_2 N_{k2}}{N_{k_1} + N_{k2}} \tag{2.11}$$

Потужність, що підводиться до ведучих коліс:

$$N_{k1} = P_{k1} V_T \left(1 - \delta_1\right);$$
$$N_{k2} = P_{k2} V_T \left(1 - \delta_2\right),$$

де V_T – Теоретична швидкість трактора.

Отже, вираз (2.11) можна записати у вигляді:

$$\delta = \frac{\delta_1 P_{k1} V_T \left(1 - \delta_1\right) + \delta_2 P_{k2} V_T \left(1 - \delta_2\right)}{P_{k1} V_T \left(1 - \delta_1\right) + P_{k2} V_T \left(1 - \delta_2\right)} = \frac{\delta_1 P_{k1} \left(1 - \delta_1\right) + \delta_2 P_{k2} \left(1 - \delta_2\right)}{P_{k1} \left(1 - \delta_1\right) + P_{k2} \left(1 - \delta_2\right)}. \tag{2.12}$$

При використанні даного алгоритму можливість появи кінематичного неузгодженості поступальних швидкостей руху ведучих мостів трактора не розглядається; приймається, що ведучі мости рухаються незалежно один від одного. Нижче представлений скоригований алгоритм, що дозволяє отримати тягову характеристику трактора 4К4, що враховує кінематичну узгодженість роботи ведучих мостів трактора.

1. Згідно з системами рівнянь 2.8, 2.9 розраховується крива буксування переднього моста.

2. Використовуючи значення характерних режимів роботи переднього моста, визначаються значення характерних режимів роботи заднього моста $d_{доем}$, відповідно до залежності 2.2:

$$\delta_{де.розр}^{заб.м} = \frac{\delta_{де}^{відст.м} - k_н}{1 - k_н} \tag{2.13}$$

Якщо у разі результатів рахунку виявиться, що $\delta_{де.розр}^{зм} > \delta_{ср}^{зм}$, то приймаємо режим $\delta_{де.розр}^{зм} = \delta_{ср}^{зм}$. Режим роботи ведучих мостів приймаємо допустимим при виконанні умови $\delta_{де.розр}^{зм} < \delta_{ср}^{зм}$. Значення коефіцієнта кінематичної відповідності визначається за значеннями передавальних чисел трансмісії та радіусів ведучих коліс.

3. Використовуючи функцію кривої буксування забігаючого моста, розраховується відносне тягове зусилля на допустимому режимі роботи

$$\delta_{де.розр}^{заб.м} = \frac{k_{\delta}^{заб.м} p_{опт}^{заб.м}}{1-\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)\left(p_{опт}^{заб.м}\right)^3}$$

$$\delta_{де.розр}^{заб.м}\left(1-\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)\left(p_{опт}^{заб.м}\right)^3\right) = k_{\delta}^{заб.м} p_{опт}^{заб.м}$$

$$\delta_{де.розр}^{заб.м}\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)\left(p_{опт}^{заб.м}\right)^3 + k_{\delta}^{заб.м} p_{опт}^{заб.м} - \delta_{де.розр}^{заб.м} = 0$$

Розділимо кожний додаток на $\delta_{де.розр}^{заб.м}\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)$, отримаємо

$$\left(p_{опт}^{заб.м}\right)^3 + \frac{k_{\delta}^{заб.м}}{\delta_{де.розр}^{заб.м}\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)} p_{опт}^{заб.м} - \frac{1}{\left(1-k_{\delta}^{заб.м}\right)} = 0 \qquad (2.14)$$

Рішення отриманого кубічного рівняння дозволяє визначити шуканий параметр.

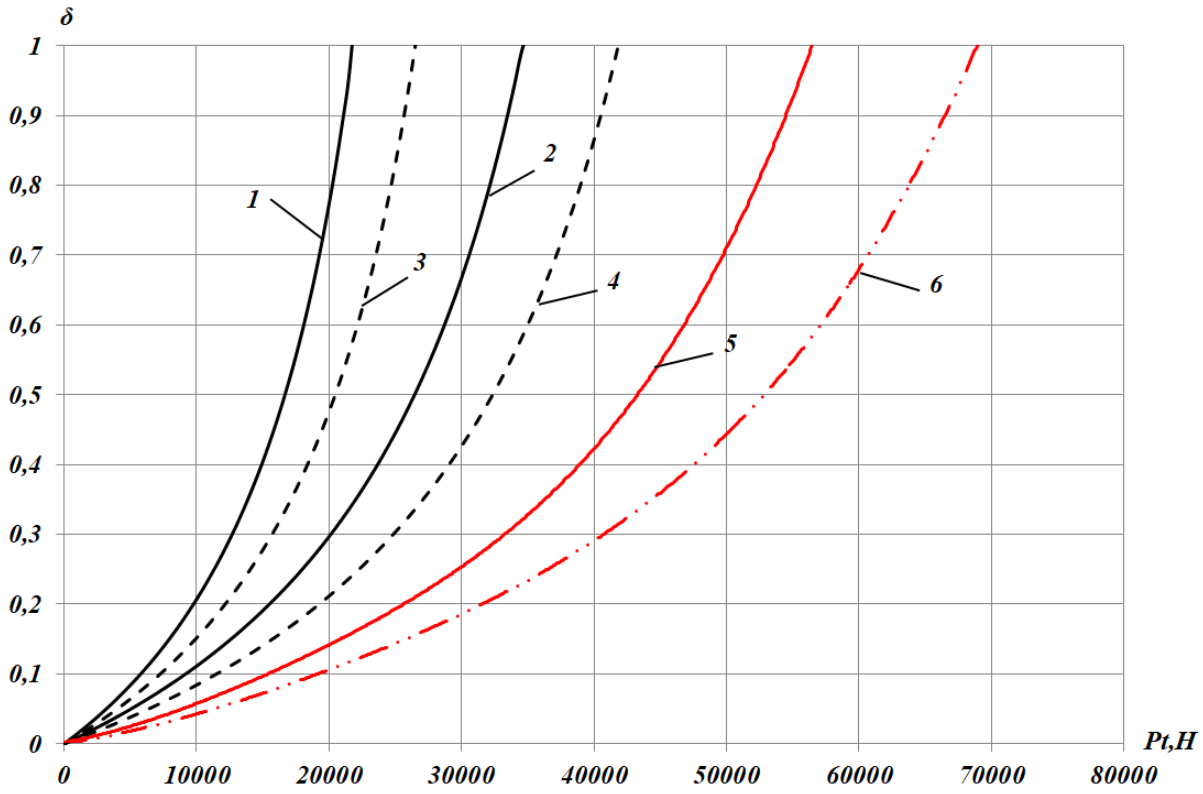
4. Розраховується оптимальне дотичне зусилля забігаючого мосту $P_{к_{опт}}^{заб.м}$

$$P_{к_{опт}}^{заб.м} = P_{опт}^{заб.м} P_{к_{\max}}^{заб.м}, \qquad (2.15)$$

де $P_{к_{\max}}^{заб.м}$ – дотичне зусилля, що реалізується рушіями забігаючого мосту.

За отриманим розрахунковим значенням перевіряємо значення коефіцієнта буксування моста, що забігає. Режим роботи приймається допустимим, якщо виконується умова $\delta_{де.розр}^{зм} < \delta_{ср}^{зм}$

Результати розрахунків кривих буксування за запропонованим скоригованим алгоритмом і реперні точки, що характеризують основні режими роботи рушіїв ведучих мостів трактора Zetor, представлені на рисунку 2.2.



1 – відстаючий міст, маса трактора 4800 кг;
2 – забігаючий міст, маса трактора 4800 кг;
3 – відстаючий міст, маса трактора 6000 кг;
4 – забігаючий міст, маса трактора 6000 кг;
5 – крива умовного коефіцієнта буксування трактора масою 4800 кг;
6 – крива умовного коефіцієнта буксування трактора масою 6000 кг).

Рисунок 2.2 – Тягові характеристики рушіїв ведучих мостів та трактора Zetor за різної експлуатаційної маси трактора.

5. Розраховується сумарне тягове зусилля, що розвивається ведучими мостами трактора:

$$P_k = P^{зм}_{к_{опт}} + P^{ом}_{к_{опт}} \qquad (2.16)$$

Значення умовного коефіцієнта буксування трактора для отриманого значення розвиваючого тягового зусилля, визначається за залежністю (2.12).

Таким чином, отримані значення характерного режиму роботи рушіїв мостів трактора з колісною формулою 4К4, що відповідає номінальному тяговому зусиллю. За даними значенням розраховуються коефіцієнти дробово-раціональної функції умовної кривої буксування трактора в цілому.

Результати рахунку за запропонованою моделлю представлені рисунку 2.2, криві 5 і 6.

2.1.4 Тягова характеристика трактора при динамічному характері крюкового зусилля

При роботі трактора у складі МТА всі динамічні навантаження, що діють на трактор з боку грунтообробних знарядь, формуються в його гаковому зусиллі. У цьому сенсі даний параметр можна вважати інтегральним показником динамічних процесів проведеної грунтообробної операції. Відповідно до аналізу робіт [1,16,17] навантаження, що діє на трактор, є випадковою функцією часу.

Відповідно до [17,22,43] можна прийняти, що аналізована випадкова функція являє собою суму двох складових: 1 – статичної P_H, що є номінальним силовим рівнем виконуваної ґрунтообробної операції на швидкості до 4км/год; 2 – динамічної $\Delta P_{кр}$, що характеризує збільшення гакового зусилля при роботі на швидкостях більше 4 км/год.

$$P_{кр} = P_{н} + \Delta P_{кр} \tag{2.17}$$

Динамічна складова, що входить до складу гакового зусилля, залежно від швидкості руху і виду сільськогосподарської операції, варіюється в діапазоні 0,17-0,35 $P_{кр}$ для колісних тракторів. Значення номінального крюкового зусилля трактора обмежується його тяговою характеристикою буксування, що характеризує або максимальне ККД ходової системи трактора, або стиранням ґрунту колісними рушіями.

Виходячи з вищесказаного, можна припустити, що тягові показники трактора при динамічному характері гакового зусилля будуть визначатися значенням динамічної складової гакового зусилля $\Delta P_{кр}$, основними характеристиками якої, як випадкового процесу, є частота і амплітуда коливань.

Амплітуда коливань крюкового зусилля трактора має менший вплив на коефіцієнт буксування колісного трактора, ніж частота коливань. Пов'язано це з тим, що дія грунтообробних знарядь на остов трактора може бути оцінена величиною прискорення коливання, що визначається залежністю:

$$a = \frac{A_{P_{кр}}}{c_i}\lambda_i^2; \tag{2.18}$$

де $A_{P_{кр}}$ – амплітуда коливання тягового опору; λ – частота коливання крюкового зусилля.

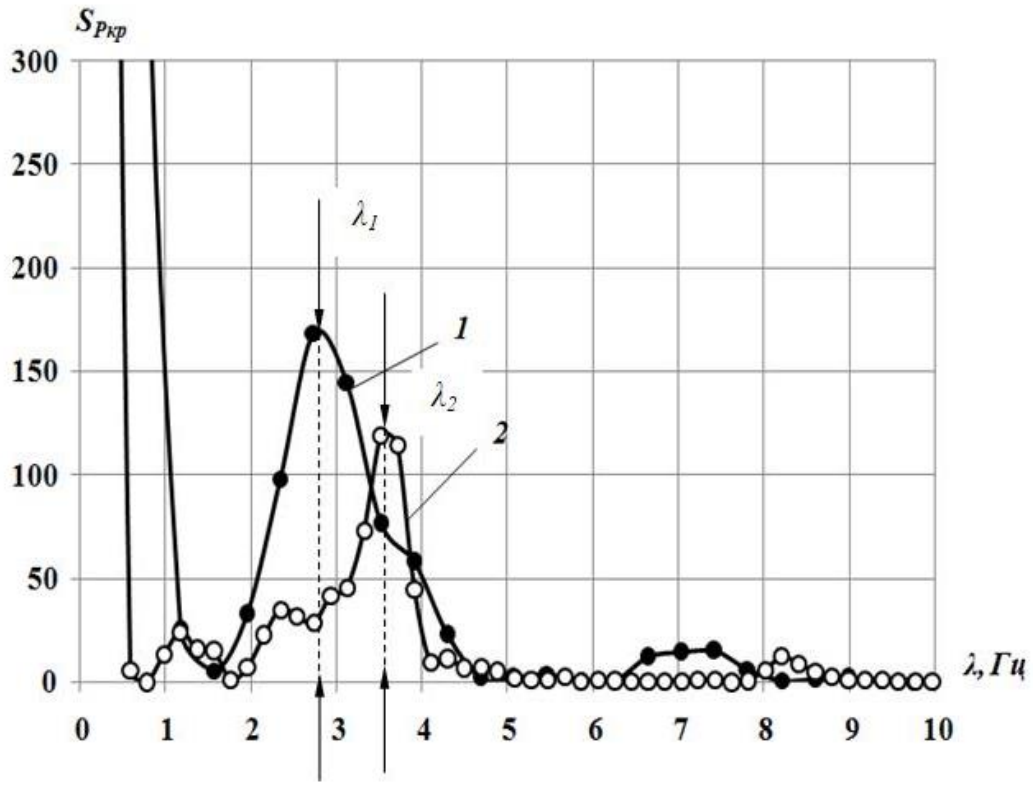
Даний вираз показує, що частота коливання гакового зусилля пов'язана з прискоренням коливань трактора статечною залежністю, а амплітуда коливань - лінійною. Тому розглянемо тільки вплив частоти гакового навантаження на тягові показники колісного трактора, що буде визначати вплив навантаження трактора реальним гаковим зусиллям, обумовленим заданою технологічною операцією, на закономірність зміни його тягових показників.

Динамічний характер крюкового зусилля трактора призводить до інтенсифікації коливань горизонтальної деформації ґрунту в плямі контакту. Максимальні амплітуди цих коливань здатні істотно впливати на міцнісні характеристики грунтового фону, зокрема аналізовані коливання викликають зменшення тангенса кута внутрішнього тертя грунту [28, 29].

Значення прискорення аналізованих коливань визначається панівною частотою крюкового зусилля і зміною значення коефіцієнта буксування трактора:

$$a = \Delta\delta S\lambda^2, \tag{2.19}$$

де $\Delta\delta = \delta - \delta_{ср}$ – відхилення значення коефіцієнта буксування, викликане дією амплітуди коливання крюкового зусилля трактора, від його середнього значення, λ – панівна частота коливань крюкового зусилля трактора, рисунок 2.3.



1 – ґрунтовий фон «стерня»; 2 – ґрунтовий фон «пар»

Рисунок 2.3 – Спектральні густини гакового зусилля трактора з колісною формулою 4К4, отримані в ході статистичної обробки експериментальних осцилограм гакового зусилля

Величина $\Delta\delta$, що визначається амплітудою коливання гакового зусилля, являє собою різницю між поточним і середнім значенням коефіцієнта буксування трактора. Значення даного множника можна прийняти із відомих джерел, наприклад [6,7,8,9,30].

Величина прискорення, розрахована за виразом 2.19, дозволяє, відповідно до експериментальної графічної залежності 2.4 [13,18], визначити значення тангенса кута внутрішнього тертя грунту.

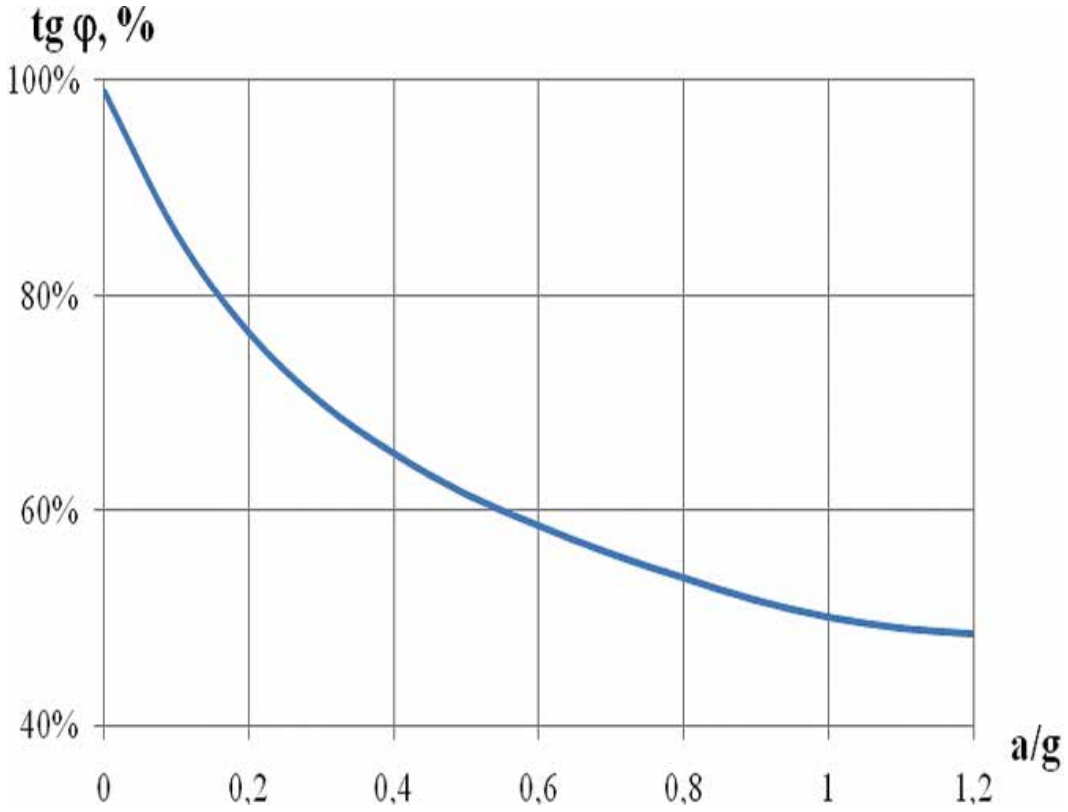


Рисунок 2.4 – Вплив прискорення коливань шини ведучого колеса трактора на коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту

Зниження коефіцієнта внутрішнього тертя грунту спричинить зниження максимального тягового зусилля, реалізоване рушіями трактора, отже, і зниження відносного тягового зусилля на величину:

$$p' = \frac{p}{tg} 100\%. \qquad (2.20)$$

З огляду на це з аналітичної залежності 2.7. знаходиться нове значення коефіцієнта пропорційності функції кривої буксування моста трактора, що забігає, потім ведуться розрахунки за алгоритмом, представленим у розділі 2.1.3. Результати обчислень за представленим алгоритмом показано на рисунку 2.5.

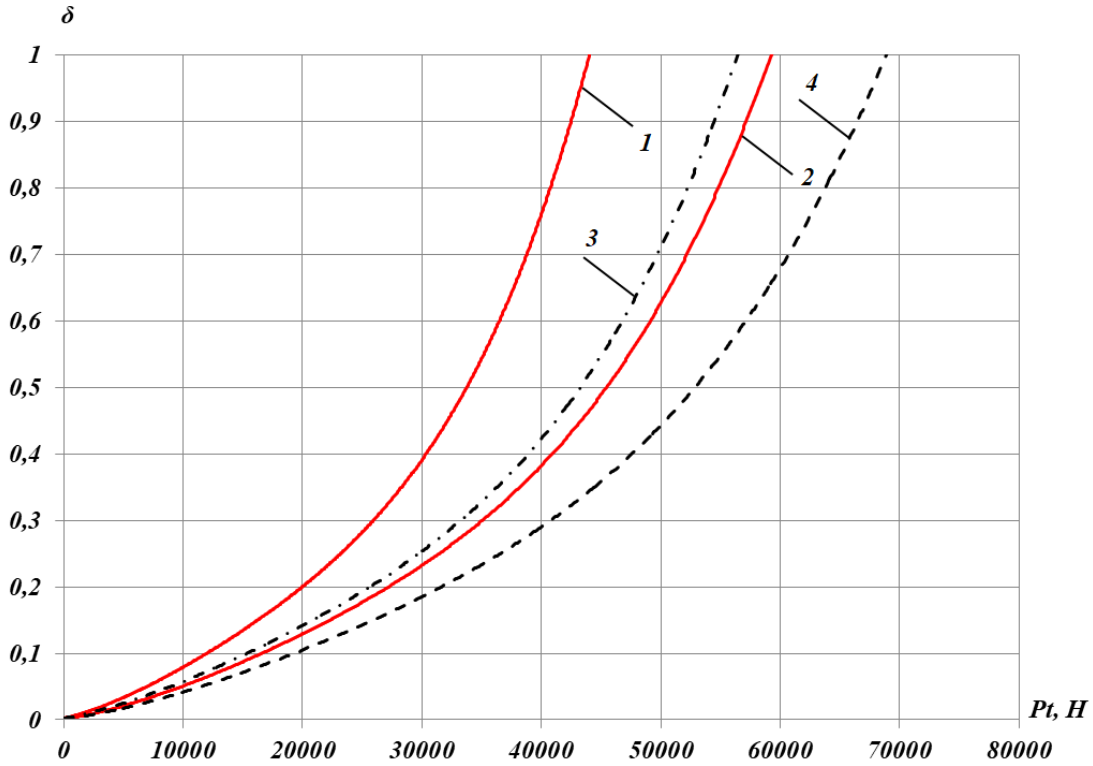


Рисунок 2.5 – Залежність умовного коефіцієнта буксування трак-тора 4К4 від тягового зусилля, що реалізується: 1 -динамічна умовна крива буксування трактора (λ = 2,8 Гц, маса трактора 4800 кг); 2-динамічна умовна крива буксування трактора (λ = 2,8 Гц, маса трактора 6000 кг); 3 – статична умовна крива буксування (маса трактора 4800 кг); 4 – статична умовна крива буксування (маса трактора 6000 кг).

Отже, можна зробити висновок, що запропонована математична модель з оцінки тягово-зчіпних показників трактора з колісною формулою 4К4, що враховує можливість появи кінематичного неузгодженості в русі коліс трактора та динамічний характер гакового зусилля.

2.2. Буксування трактора за максимального значення ККД його ходової системи

Відповідно до класичної теорії тягових машин потенційна тягова характеристика трактора є залежністю тягового ККД трактора від гакового або відносного гакового зусилля. При цьому вводиться допущення, що ККД

трансмісії трактора, при побудові розглянутої характеристики, приймається постійним.

Відповідно до [23,36,45], ККД ходової системи трактора оцінюється виразом:

$$\eta_{\chi c} = \eta_\delta \eta_f \tag{2.21}$$

де η_δ – опір руху трактора;

η_f – гакове зусилля.

Максимальне значення ККД ходової системи трактора може бути визначено за умови

$$\frac{d\eta_{\chi c}}{dp} = 0. \tag{2.22}$$

Або з урахуванням виразу 2.21

$$\frac{d\eta_\delta}{dp}\eta_f + \frac{d\eta_f}{dp}\eta_\delta = 0,$$

отже

$$\frac{d\eta_\delta}{\eta_\delta} = -\frac{d\eta_f}{\eta_f}. \tag{2.23}$$

З урахуванням використання дробово-раціональної функції вираз 2.23 у розгорнутому вигляді запишеться так:

$$\frac{p_f - \dfrac{dp_f}{dp}}{p\left(p + p_f\right)} = \frac{k_\delta\left[1 + 2p^3\left(1 - k_\delta\right)\right]}{1 - \left(1 - k_\delta\right)p^3 - k_\delta p}, \tag{2.24}$$

де $p_f = \dfrac{P_f}{P_{T\max}}$.

Застосування отриманого виразу для визначення номінального тягового зусилля, при якому спостерігається найбільш раціональне використання потужності двигуна трактора, підведеної до його рушіїв, досить важко, так як витрати на пересування трактора P_f є досить складною функцією тягового зусилля. Пошук величини номінального крюкового зусилля можна було

провести графічно, для цього за виразами 1.37 і 2.7 необхідно побудувати потенційну тягову характеристику досліджуваного трактора (рисунок 2.6). Застосувавши останню можна за величиною $p_{\eta max}$ на підставі 1.39 визначити значення $\delta_{\eta max}$.

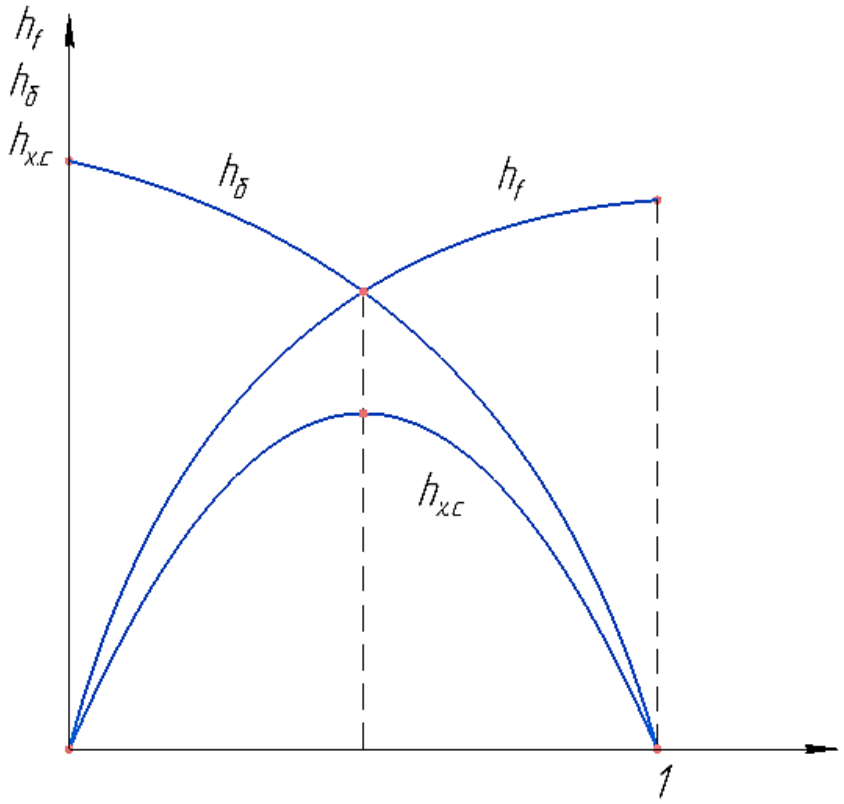


Рисунок 2.6 – Потенційна тягова характеристика трактора

Графічну побудову тягової характеристики можна не проводити, якщо прийняти умову, що $\eta_\delta = \eta_f$ тоді на підставі 2.21 можна записати

$$\eta_\delta = \left(1 - \frac{P_f}{P_{kp} + P_f}\right), \tag{2.25}$$

звідки

$$P_f = P_{T\max} \frac{P^{\delta}_{\eta\max}}{1 - \delta_{\eta\max}}. \tag{2.26}$$

Вирішивши систему рівнянь, знайти 1.37, 1.39, 3.26 знайти $\delta_{\eta max}$. Порівняння двох значень коефіцієнтів буксування $\delta_{\eta max}$ і $\delta_{де}$, де $\delta_{де}$ – значення допустимого коефіцієнта буксування колісного трактора, дозволить визначити

гранично допустиме значення коефіцієнта буксування, що обмежує величину тягового зусилля, що реалізується рушіями трактора.

За граничне значення коефіцієнта буксування слід прийняти $\delta_{де}$, у разі виконання умови $\delta_{де}<\delta_{\eta max}$ при такому значенні буксування зберігається структура грунтового фону. Якщо $\delta_{де}>\delta_{\eta max}$ величина допустимого коефіцієнта буксування може вибиратися за іншими критеріями, наприклад: значення найбільшого гакового зусилля трактора; максимальне значення тягового ККД трактора; максимальне використання потужності двигуна; максимальної продуктивності машинно-тракторного агрегату. Дані критеріальні умови можуть бути обмеженнями, що накладаються на роботу трактора у складі МТА, якщо обумовлені ними значення допустимого коефіцієнта буксування укладаються в діапазон $\delta_{\eta max}$–$\delta_{де}$. Якщо ж значення коефіцієнта буксування, що визначається вказаними обмеженнями, буде більше $\delta_{де}$, то останній знову буде визначати гранично допустиме значення буксування.

2.3. Допустиме буксування ведучих коліс трактора

Величина коефіцієнта буксування трактора, що визначається за критерієм збереження структурного складу грунту (відсутність появи пилоподібних частинок), визначається виразом:

$$\delta_{де} = \frac{\delta_{ср}}{i} \qquad (2.27)$$

Кількість грунтозачепів що у плямі контакту шини з ґрунтом буде визначатися значенням вертикальної жорсткості грунту. Згідно з розрахунковими даними таблиці 2.1 зміна жорсткості ґрунту з 0,5 до 1,2 призводить до зміни кількості ґрунтозачепів з 3,5 до 2,5, при цьому значення коефіцієнта буксування, що характеризує зріз всіх ґрунтових цегли в плямі контакту, знаходиться в діапазоні від 0,31 до 0,32 , що визначає.

Даному розрахунковому значенню допустимого коефіцієнта буксування відповідає номінальне тягове зусилля (рисунок 2) рівної 14кН, при значенні маси трактора рівної 4000кг.

Значення коефіцієнта буксування, що відповідає максимальному значенню ККД ходової системи трактора, вироблялося шляхом побудови розрахункових залежностей $\eta_{xc}=f(p)$. Для цього аналітично розраховувалося опір руху трактора за виразом 1.37; дане вираження використовувалося для підрахунку опорів руху кожного мосту окремо, які надалі складалися, результати рахунку представлені на рисунку 2.7.

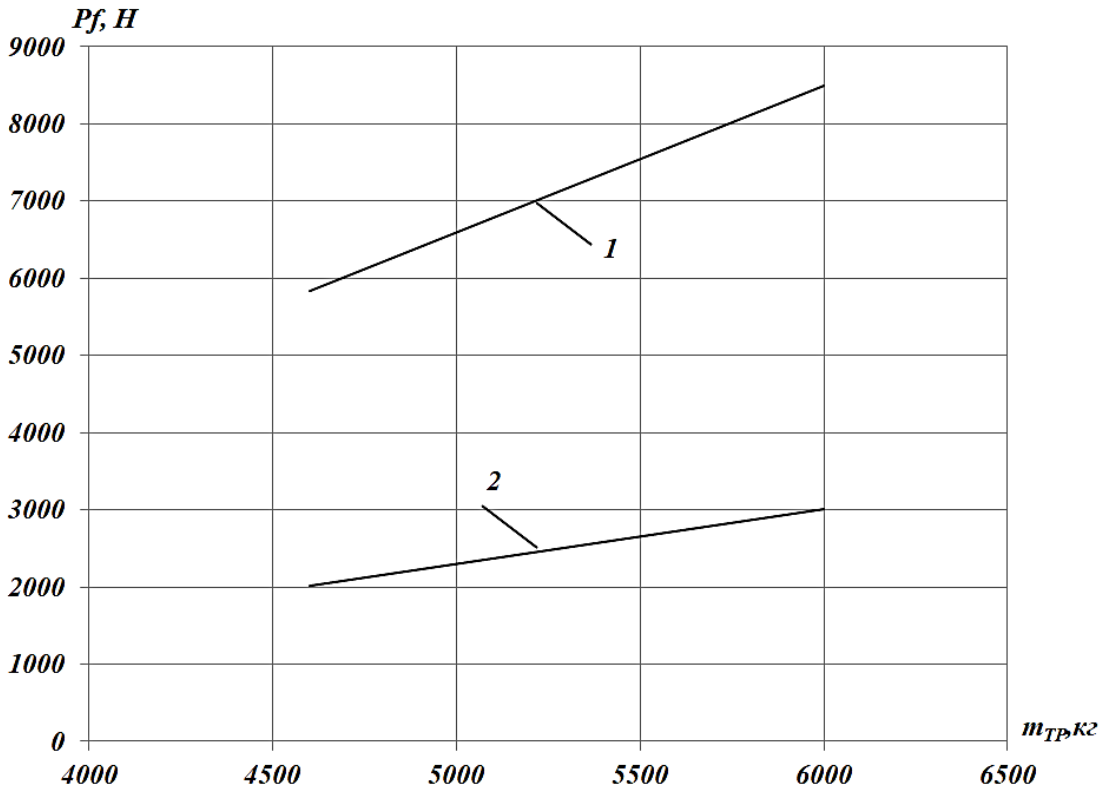


Рисунок 2.7 – Залежність опору руху трактора Zetor від його експлуатаційної маси: 1 – ґрунтове тло «пар»; 2 - ґрунтовий фон «стерня».

Для поточного значення p і заданого максимального зусилля, реалізованим трактором, визначалося поточне значення тягового зусилля P_T і відповідне значення коефіцієнта буксування за формулою 1.39 при заданому значенні параметра дробно-раціональної функції K_δ.

Силовий ККД ходової системи трактора визначався з виразу

$$\eta_f = \left(1 - \frac{P_f}{P_T + P_f}\right),$$

Аналіз розрахункових значень показує, що для визначення оптимального значення відносного тягового зусилля трактора слід використовувати ККД ходової системи, т.к. значення їх максиму відповідає великим значенням p, а отже, і великим значенням $\delta_{\eta max}$. Основний висновок з аналізу представлених даних: на ґрунтах з низькою вертикальною жорсткістю $c<0.5МН/м^3$ $\delta_{де}<\delta_{\eta max}$ на більш жорстких ґрунтах с> 0.5МН/м^3 спостерігається зворотна нерівність. Така зміна зазначених величин пов'язано зі зменшенням силових витрат на зминання грунту зі збільшенням її вертикальної жорсткості.

На ґрунтах з низькою вертикальною жорсткістю вони вищі, отже, значення ККД ходова система трактора зрушуватиметься в область великих значень відносного тягового зусилля. Для ґрунтових фонів, на яких зазвичай працюють колісні трактори (с=0,2...1,5 МН/м^3), різні значень коефіцієнтів буксування $\delta_{де}$ і $\delta_{\eta max}$ невелико: δде змінюється від 0,1 до 0,12, а $\delta_{\eta max}$ від 0,1 до 0,13, отже, допустимим значенням буксування трактора з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу, можна прийняти величину 1.

З практичної точки зору найбільш актуальним стає питання про вибір оптимальної маси трактора у складі МТА за умови, що тяговий опір грунтообробних знарядь задається технологічним процесом. Відповідь це питання може бути знайдено з таких міркувань.

Якщо проаналізувати результати рахунку за виразом 1.32, то можна зробити висновок, що значення коефіцієнта буксування трактора, при якому відбувається зріз всіх ґрунтових цеглин в плямі контакту, мало залежить від вертикального навантаження на колесо. Дане твердження справедливе для ґрунтових фонів, жорсткість яких дозволяє забезпечити повне занурення ґрунтозачепів шин у ґрунт. Отже, значення допустимого коефіцієнта буксування трактора зі збільшенням маси трактора можна також прийняти постійним. Тоді можна стверджувати, що баластування трактора не впливає на значення кінематичного ККД, але здатне збільшувати значення допустимого тягового зусилля. На зміну маси трактора має бути накладено обмеження, т.к. із збільшенням маси відбувається зростання його опору руху. Тому межею

збільшення маси слід вважати таку масу баласту, яка, не змінюючи його тягового ККД, збільшує номінальне гакове зусилля. Вказана умова в аналітичній формі, при постійному значенні η_δ можна записати у вигляді.

$$P^H_{кр(Б)} = P^H_{кр(Е)} \frac{P_{f(Б)}}{P_{f(Е)}} \tag{2.28}$$

де $P^H_{кр(Б)}, P^H_{кр(Е)}$ – номінальні гакові зусилля, що відповідають значенню допустимого коефіцієнта буксування, баластованого трактора та трактора номінальної експлуатаційної маси.

$P_{f(Б)}, P_{f(Е)}$ – опору руху, що відповідають $P^H_{кр(Б)}, P^H_{кр(Е)}$.

Використовуючи вирази 1.37 і 3.27, можна визначити максимально можливу експлуатаційну масу баластувальних вантажів. Підвищення маси трактора більше розрахованого за запропонованою методикою недоцільно, оскільки призведе до зниження тягового ККД трактора.

ВИСНОВКИ ДО ДРУГОГО РОЗДІЛУ

1. Запропоновано математичну модель розрахунку тягових показників трактора з колісною формулою 4К4, що дозволяє враховувати в розрахунках: динамічний характер гакового зусилля, зумовлені особливостями технологічного процесу обробки ґрунтового фону; умова появи кінематичного неузгодженості в русі ведучих коліс трактора, що визначається як конструкцією трансмісії трактора, так і характеристиками грунтового фону.

2. Використання отриманих аналітичних виразів дозволило встановити аналітичний зв’язок між експлуатаційною масою трактора та коефіцієнтом буксування, а також експлуатаційної маси трактора та опору руху трактора на ґрунтах різної вертикальної жорсткості.

3. Виявлено, що на ґрунтах з низькою вертикальною жорсткістю $c \leq 0.5 МН/м^3$ при зміні експлуатаційної маси трактора від номінального до максимального значення слід очікувати інтенсивний приріст опору руху трактора до 50%.

4. За умови коли допустимий коефіцієнт буксування менше максимального коефіцієнта буксування ($\delta_{де} < \delta_{\eta max}$), за граничне значення коефіцієнта буксування, що обмежує величину тягового зусилля, що реалізується рушіями трактора, запропоновано приймати величину $\delta_{де}$ при якому зберігається структура грунтового фону. Якщо $\delta_{де} > \delta_{max}$ величина допустимого коефіцієнта буксування може вибиратися за іншими критеріями, таким як значення найбільшого гакового зусилля трактора; максимальне значення тягового ККД трактори; максимальне використання потужності двигуна; максимальної продуктивності машинно-тракторного агрегату. Дані критерії можуть бути обмеженнями, що накладаються на роботу трактора у складі МТА, якщо обумовлені ними значення допустимого коефіцієнта буксування укладаються в діапазон $\delta_{\eta max}$ - $\delta_{де}$. Якщо ж значення коефіцієнта буксування, яке визначається зазначеними обмеженнями, буде більше δде, то останній знову визначатиме гранично допустиме значення коефіцієнта буксування трактора.

5. Для ґрунтових фонів, на яких зазвичай працюють колісні трактори (с=0,2…1,5 МН/м^3), відмінність значень коефіцієнтів буксування $\delta_{де}$ і $\delta_{\eta max}$ невелико: $\delta_{де}$ змінюється від 0,1 до 0,12, а $\delta_{\eta max}$ від 0,1 до 0,13, отже, допустимим значенням буксування трактора з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу, можна прийняти величину 10-12%

6. Запропоновано методику розрахунку раціональної експлуатаційної маси колісного трактора, що забезпечує збереження тягового ККД трактора зі збільшенням його номінального гакового зусилля.

7. Розрахункове значення експлуатаційної маси трактор Zetor, що відповідає режиму роботи трактора при значеннях умовного допустимого коефіцієнта буксування, склало: для ґрунтового фону жорсткістю 4МН/м^3 – 5600кг; для ґрунтового фону жорсткістю 0,5 МН/м^3 – 5200 кг.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Рішення про доцільність технологічної адаптації трактора у складі МТА, спрямованої на підвищення його експлуатаційних показників, може бути прийнято на підставі експериментальної оцінки точності положень і висновків, сформульованих в результаті теоретичних досліджень щодо встановлення впливу масових характеристик трактора на його тягово-енергетичні показники, а також проведення на основі експериментальних оцінок, технологічних даних.

Програма експериментів передбачає:

1. Проведення лабораторних досліджень, спрямованих на вибір реєструючої та вимірювальної апаратури; її розміщення у відповідних вузлах об'єкта дослідження; проведення тарувальних робіт датчиків вимірювання силових та кінематичних параметрів; визначення геометричних параметрів колісних рушіїв трактора; його масових характеристик та визначення координат центру мас трактора.

2. Проведення польових випробувань, спрямованих на вивчення впливу параметрів силового навантаження трактора на складові його тягового ККД; обґрунтування раціонального діапазону тягових зусиль трактора; оцінки потенційних можливостей трактора змінної маси у складі МТА різного технологічного призначення; встановлення значення допустимого коефіцієнта буксування трактора з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу.

3. Статистична обробка експериментальних даних, отриманих під час польових випробувань, побудова графічних залежностей, наочно ілюструють взаємозв'язок досліджуваних параметрів, зіставлення розрахункових і експериментальних даних.

Метою експериментальних досліджень є підтвердження адекватності результатів моделювання тягово-зчіпних характеристик трактора з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу.

У рамках загальних завдань, поставлених у даній науково-дослідній роботі, сформульовані приватні експериментальні завдання:

1. Встановлення значення коефіцієнта буксування трактора за умовою подрібнення ґрунту у плямі контакту з рушіями.

2. Експериментальна оцінка динамічних характеристик навантажень, які діють трактор.

3. Експериментальна оцінка тягових характеристик трактора 4К4 на ґрунтових фонах різної вертикальної жорсткості.

4. Експериментальна оцінка опору руху трактора у складі МТА при різних значеннях його експлуатаційної маси.

5. Встановлення оптимального значення маси трактора у складі МТА різного технологічного призначення.

3.1 Обґрунтування об’єкта дослідження

Для проведення польових випробувань як об’єкт дослідження був обраний трактор з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу (20кН), Zetor (рисунок 3.1).

Як основні критерії вибору даного трактора можна відзначити таке:

1. Наявність даного трактора та відповідного парку причіпних ґрунтообробних знарядь.

2. Висока потужність двигуна і широкий діапазон зміни його експлуатаційної маси, що встановлюється заводом-виробником, дозволяє класифікувати даний трактор у двох суміжних тягових класах.

3. Наявність баластувальних вантажів, що дозволяють змінювати експлуатаційну масу трактора в широкому діапазоні.

4. Наявність колісної бази 4К4. 5. Відповідність загального конструктивного виконання трактора цілям даної науково-дослідної роботи. Цей трактор призначений для роботи в агрегаті з навісними, місяцевими та причіпними машинами та знаряддями на швидкостях від 9 до 15 км/год. [34].

Об’єкт дослідження агрегатувався з двома ґрунтообробними знаряддями: 1 – плуг ПОН 4; 2 – культиватор КПП-8МУ (рисунок 3.2, 3.3)

Рисунок 3.1 – Загальний вигляд трактора Zetor

Рисунок 3.2 – Загальний вигляд плуга ПОН 4

Рисунок 3.3 – Загальний вигляд культиватора КПП-8МУ

Експериментальна частина виконувалася на двох ґрунтових фонах – стерневе та парове поле. Вертикальна жорсткість ґрунтових фонів відповідно становила: 4Н/м^3 – стерня озимих; 0,5Н/м^3 парове поле. Вологість грунтових фонів становила 12-14%.

3.2 Реєстровані силові та кінематичні параметри трактора Zetor

У результаті експериментальних досліджень трактора роботи трактора Zetor реєструвалися значення силових та кінематичних параметрів.

Вимірювані в процесі експерименту параметри безперервно реєструвалися у вигляді осцилограм, загальний вигляд яких представлений на рисунку 3.4.

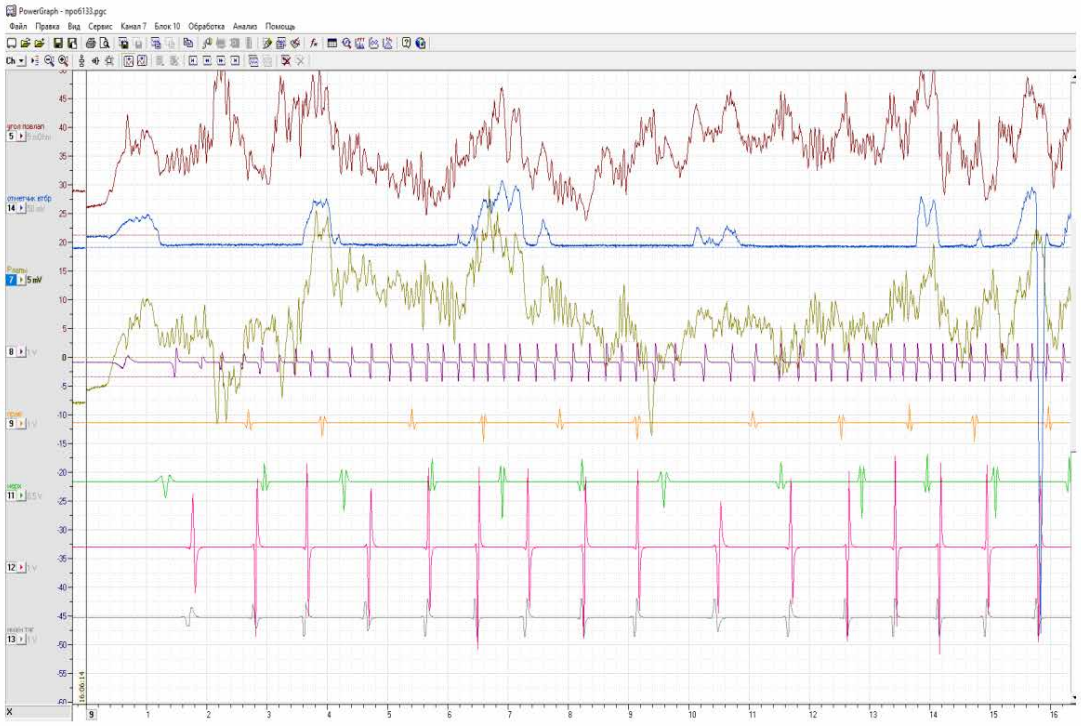


Рисунок 3.4 – Фрагмент експериментальних осцилограм силових і кінематичних параметрів трактора, що реєструються Вимірювальні параметри трактора Zetor

3.3 Вимір опору грунтообробних знарядь (гакове навантаження трактора)

Вимір опору руху грунтообробних знарядь здійснювалося за допомогою тензометричних резисторів, наклеєних на тензометричні ланки. Як тензометричних ланок, що фіксують тяговий опір у нижніх розкосах навісного пристрою трактора, виступали елементи грунтообробних знарядь, призначені для агрегатування останнього з трактором (рисунок 3.5).

Рисунок 3.5 – Розміщення тензометричних ланок у конструкції грунтообробного знаряддя

Вимірювання тягового зусилля у верхньому розкосі причіпного пристрою здійснювалося за допомогою тензометричного пальця, що з’єднує верхню тягу з остовом трактора (рисунок 3.6).

Рисунок 3.6 – Загальний вид розміщення тензометричних ланок, які фіксують тяговий опір знаряддя.

Тарування тензометричних ланок здійснювалася в стаціонарних умовах шляхом ступінчастого навантаження та подальшого розвантаження, фіксованими навантаженнями, що діють у напрямку зовнішніх сил опору.

3.4 Визначення опору руху переднього моста та загального опору перекочування трактора

Опір руху переднього мосту визначалося з метою оцінки точності теоретичних залежностей, запропонованих у другій главі дисертації. При реєстрації даного параметра передній міст переводився у ведений режим роботи. Вимірювання здійснювалося тензометричними датчиками, наклеєними за мостовою схемою на вертикальні стінки рукавів піввісей переднього моста трактора (рисунок 3.7).

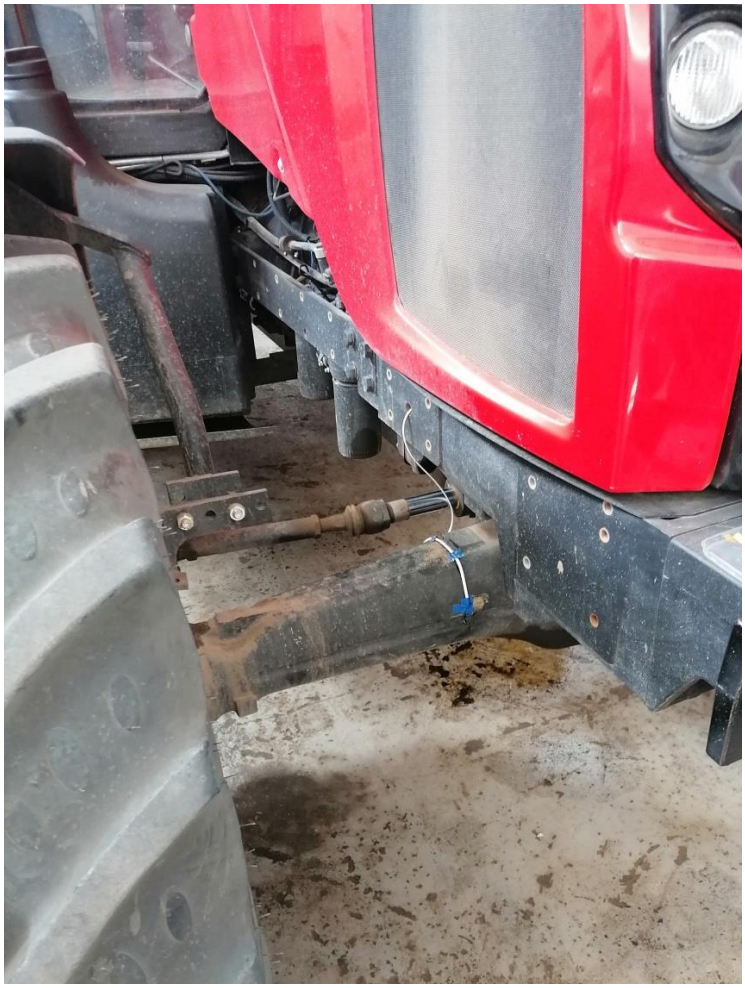


Рисунок 3.7 – Загальний вигляд місця наклейки тензометричних датчиків.

Загальний опір перекочування експериментального трактора визначалося методом «протягування». Для цього експериментальний трактор разом із заглибленим грунтообробним знаряддям протягували по полю іншим трактором за допомогою троса. Між двома тракторами встановлювалася динамометрична ланка, що дозволяє реєструвати тягове зусилля ведучого трактора. Експеримент проводився у два етапи: на першому етапі експериментальний трактор агрегатувався з грунтообробним знаряддям і «здійснювалося протягування всього агрегату; на другому етапі "протаскування" піддавався тільки трактор. Загальний опір перекочування досліджуваного трактора визначалося як різниця показників динамометричного ланки першого і другого етапу.

3.5 Вимірювання дійсної швидкості трактора методом «п’ятого» колеса

Метод «п’ятого колеса» заснований на використанні додаткового колеса, яке закріплюється до кістяка трактора і здійснює перекочування по поверхні поля без ковзання, точно копіюючи профіль поверхні (рисунок 3.8). У процесі проведення експерименту реєструється частота оборотів «п’ятого колеса». Як вимірювальний пристрій використовується геркон, закріплений на вилці колеса. Замикання контактів геркона здійснюється в процесі проходження його через магнітне поле, створюване магнітами, закріпленими на спицях колеса. Момент замикання контактів фіксується у вигляді одиничного імпульсу на робочому полі осцилографа [115].

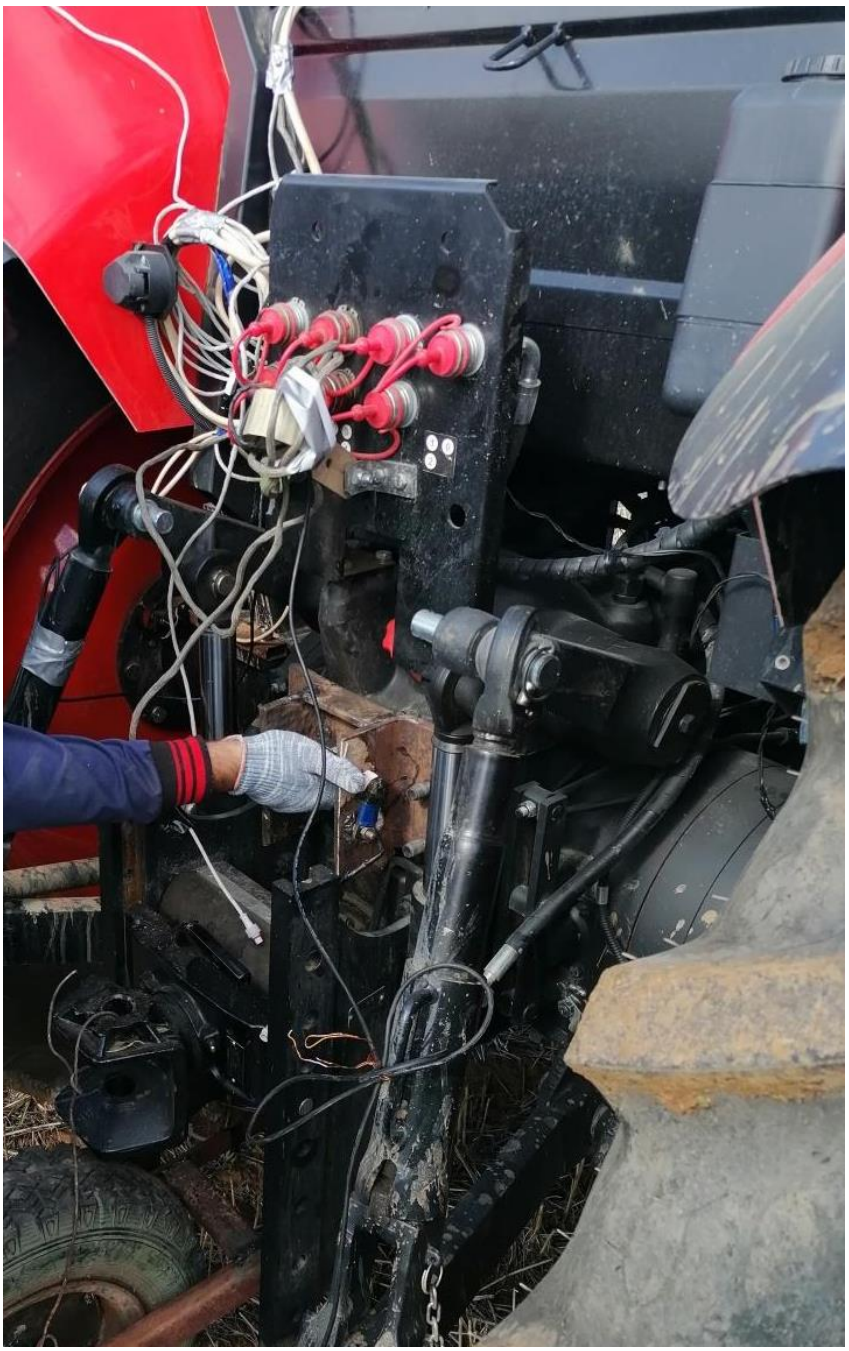


Рисунок 3.8 – Вимірювання дійсної швидкості руху трактора

3.6 Вимірювання теоретичної швидкості трактора

Теоретична швидкість руху трактора визначалася на підставі даних про обороти ведучих коліс трактора. Для вимірювання цього параметра застосовувалися електричні вимикачі (рисунок 3.9), «сигнали від яких реєструвалися на осцилограмі у вигляді дискретних позначок. Кількість дискретних позначок прямо пропорційно кількості оборотів ведучого колеса за одиницю часу»[16].

Рисунок 3.9 – Датчик реєстрації оборотів ведучого колеса трактора

3.7 Визначення буксування трактора

У роботі пропонується спосіб визначення дійсної швидкості руху трактора у складі МТА через інший кінематичний параметр – прискорення центру мас трактора.

Даний параметр реєструвався в процесі експерименту акселерометром, що дозволяє фіксувати даний кінематичний параметр у вигляді реалізації, вид якої наведено на рисунку 3.10.

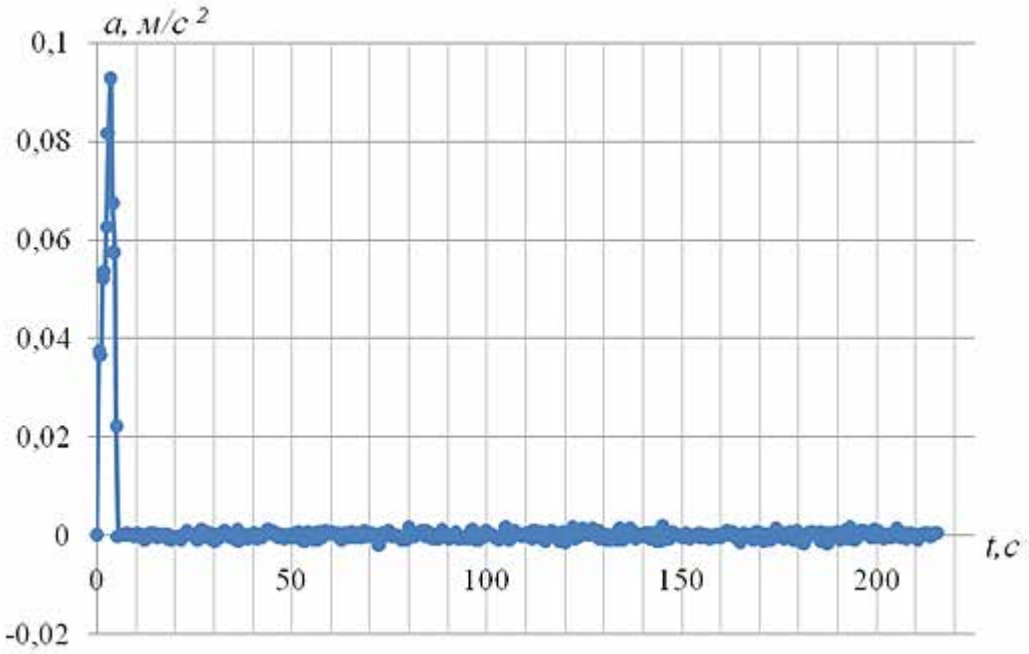


Рисунок 3.10 – Реалізація прискорення центру мас Zetor

Рисунок 3.11 – Акселерометр на тракторі Zetor

Дійсна швидкість руху трактора виходить у вигляді розрахункової осцилограми шляхом інтегрування осцилограми прискорення центру мас трактора. Зробити це можна безпосередньо в пакеті програм "Power Graph", де

є функціональне вікно "математичної обробки вхідного сигналу". Даний інструмент дозволяє зробити графічне інтегрування експериментальної реалізації. Подальша математична обробка розрахункової осцилограми дозволяє розрахувати величину дійсної швидкості трактора. Розрахункова реалізація швидкості руху показана рисунку 3.12.

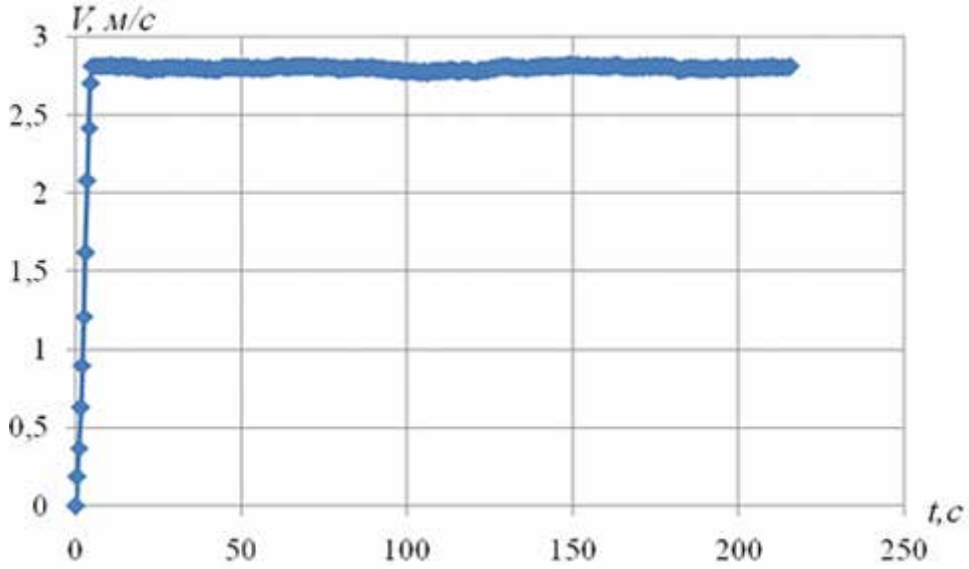


Рисунок 3.12 – Розрахункова реалізація швидкості руху трактора Zetor

Оцінка точності запропонованого методу була проведена в порівнянні значень довжини експериментальної залікової ділянки і пройденого шляху трактором за час експерименту. Пройдений шлях трактора за час експерименту визначався шляхом інтегрування розрахункової реалізації швидкості трактора. Результати рахунку наведено рисунку 3.13. Величина шляху за час експерименту склала 596 м, при цьому загальна довжина контрольної ділянки становила 600 м. Відносна помилка запропонованого методу склала близько 0,5%. Додатково слід відзначити універсальність та швидкість отримання даного кінематичного параметра.

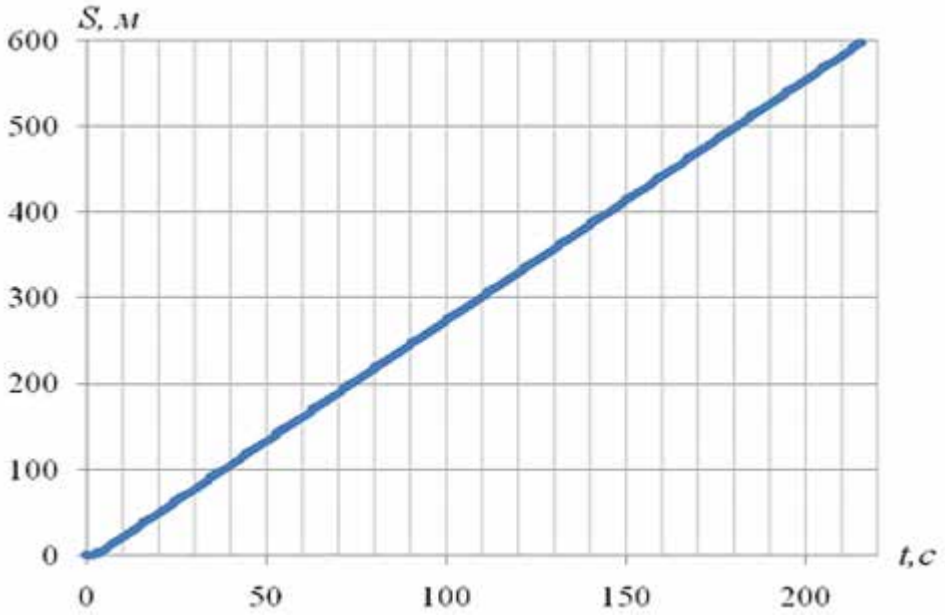


Рисунок 3.13 – Пройдений шлях трактора Zetor за час експерименту

3.8 Визначення положення центру мас трактора в горизонтальній площині

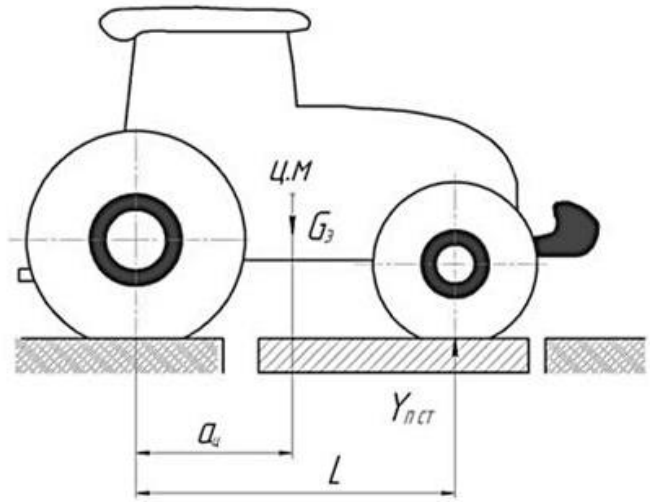
Об’єкт дослідження відповідав основним вимогам, а саме: до номінального рівня були заповнені ємності гідравлічної, масляної системи; паливний бак – повністю. Тиск у шинах було доведено до значень зазначених у ТУ: для передніх коліс 0,14 МПа; для задніх 0,11 МПа. Трактор був укомплектований відповідно до технічних умов необхідним інструментом, додатковими пристроями, розміщеними в передбачених для цього місцях.

Для визначення координати центру мас горизонтальній площині [35], трактор розміщували одним з мостів на ваги платформного типу. При цьому інший міст розташовувався на підставі, що знаходиться на однаковому горизонтальному рівні з ваговою платформою.

В ході експерименту по черзі фіксували показання ваг для переднього і заднього мосту трактора, $П_{СТ}$ і $К_{СТ}$ відповідно. Загальна маса трактора визначалася підсумовуванням цих показників

$$G_E = У_{ПСТ} + У_{ЗСТ}. \quad (3.4)$$

а)



б)

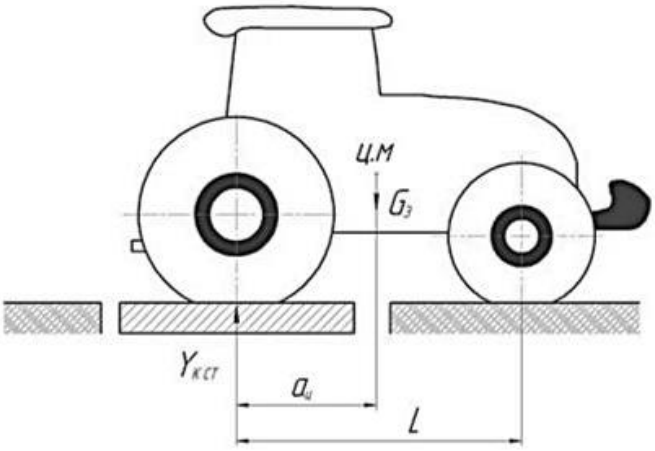


Рисунок 3.14 – Визначення координати центру мас трактора в горизонтальній площині: а) – реєстрація частки маси трактора, що припадає на передній міст; б) – реєстрація частки маси трактора, що припадає задній міст

ВИСНОВКИ ПО ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛУ

1. Розроблений комплекс вимірювальної апаратури для трактора Zetor дозволяє вирішувати наступні завдання:

а) Встановлювати значення допустимого коефіцієнта буксування трактора з стирання ґрунту в плямі контакту рушіїв та ґрунту.

b) Проводити експериментальну оцінку динамічних характеристик силових навантажень, що діють на трактор з боку знаряддя.

c) проводити експериментальну оцінку тягово-зчіпних властивостей тракторів з колісною формулою 4К4 у складі МТА.

d) Проводити експериментальну оцінку опору руху трактора у складі МТА за різних значень його експлуатаційної маси.

е) Встановлювати раціональні значення маси трактора у складі МТА різного технологічного призначення.

2. Запропонована методика визначення дійсної швидкості поступального руху МТА передбачає її розрахунок за допомогою експериментальних значень прискорень.

3. Проведена оцінка точності вимірів підтвердила коректність виконаних експериментальних досліджень. Доведено, що сумарна відносна помилка вбирається у 3 %.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ АДАПТАЦІЇ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ДО ЗОНАЛЬНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Математичне моделювання процесу буксування трактора з колісною формулою 4К4, представлене в другому розділі, показало, що динамічний вид навантаження трактора у складі МТА гаковим зусиллям істотно впливає на тягові показники трактора. Зміна значення номінального коефіцієнта буксування трактора залежить як збільшення середнього значення гакового зусилля, з допомогою його динамічної складової, і від значення частоти його коливань. Можна припустити, що інтегральний вплив даних параметрів сприятиме збільшенню відхилення коефіцієнта буксування від розрахункової кривої до деякої умовної області, яка буде обмежена кривими буксування, отриманими при роботі трактора постійним гаковим навантаженням і мінімальним значенням коефіцієнта внутрішнього тертя грунту. Для визначення меж зазначеної області слід провести оцінку динамічних характеристик крюкового зусилля за двома вищеназваними характеристиками.

4.1 Динамічні характеристики гакового зусилля трактора

Як було зазначено в попередньому абзаці до основних кількісних динамічних параметрів, що характеризують гакові зусилля, відносяться: динамічна складова гакового зусилля; панівна частота коливань крюкового зусилля.

Під динамічною складовою гакового зусилля розуміється різниця середніх значень гакових зусиль, отриманих в результаті тягових випробуваннях трактора при русі на швидкостях до 2 км/год і швидкостях обумовлених відповідним технологічним процесом обробки ґрунту. Для отримання цього параметра необхідно простежити зміну значення гакового зусилля трактора зі зростанням швидкості руху.

Зміна даного параметра показано рисунку 4.1.

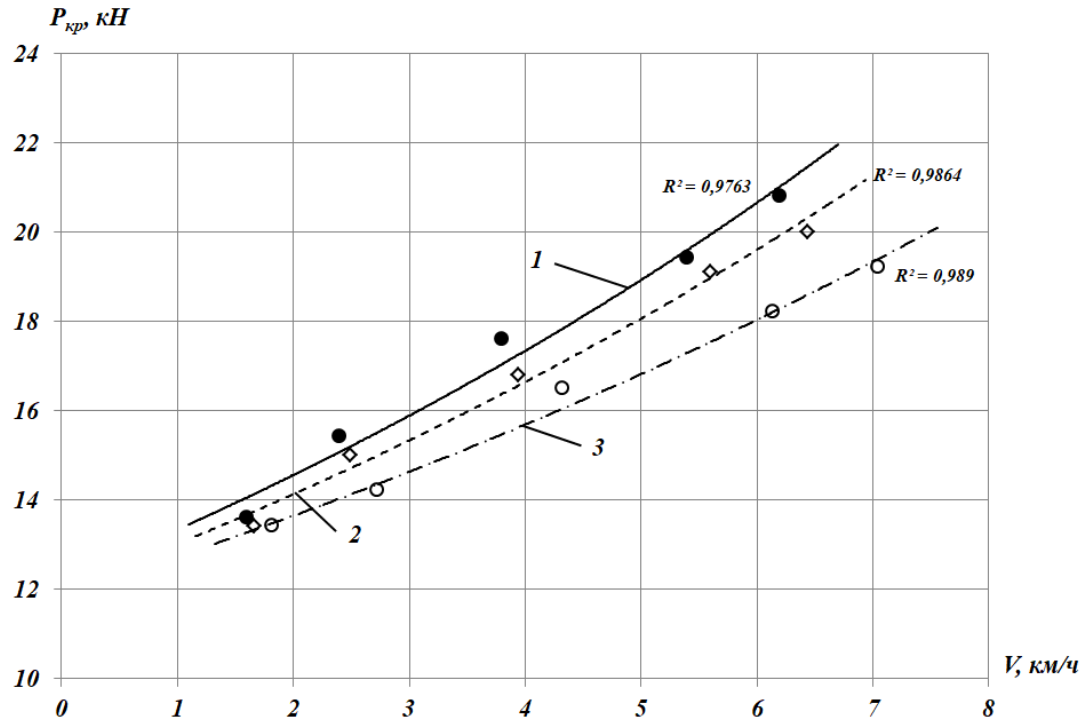


Рисунок 4.1 – Зміна гакового зусилля трактора від швидкості руху: 1 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 4800кг; 2 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5400 кг; 3 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5780 кг. Фон – стерня озимих культур.

Графічні залежності показують, що зі зростанням швидкості руху трактора у складі МТА відбувається приріст гакового зусилля трактора. Величина приросту, згідно з теорією стабілізації режимів навантаження машинно-тракторних агрегатів, визначає величину динамічної складової крюкового зусилля. Приріст гакового зусилля обумовлюється не тільки підвищенням енергетичного рівня операції, що виконується при збільшенні швидкості руху, але і інтенсифікацією поздовжньо-кутових коливань кістяка трактора, що призводять до посилення коливань навантаження на гаку. Цим можна пояснити залежність величини динамічної складової від експлуатаційної маси трактора. Так, при експлуатаційній масі трактора 4800 кг (маса трактора без баласту) середнє значення гакового зусилля при

статичному режимі навантаження (дійсна швидкість руху до 2 км/год) склало 13,6 кН.

При виявленні швидкості від 1,6 до 6,2 км/год значення гакового зусилля збільшилося до 20,8 кН (крива 1), таким чином, загальний приріст гакового зусилля трактора становив 7,2 кН. При експлуатаційній масі трактора 5400 кг (маса трактора з баластом на передню вісь 300кг, на задню вісь 300кг) середнє значення гакового зусилля при статичному режимі навантаження складало 13,4 кН. При збільшенні швидкості руху від 1,66 до 6,43 км/год. середнє значення гакового зусилля збільшилося до 20 кН (крива 2), загальний приріст гакового зусилля трактора становив 6,6 кН. При експлуатаційній масі трактора 5780 кг (маса трактора з баластом на передню вісь 500 кг на задню вісь 480 кг) середнє значення гакового зусилля при статичному режимі навантаження склало 13,4 кН. При збільшенні швидкості руху від 1,82 до 7,05 км/год. середнє значення гакового зусилля збільшилося до 20 кН (крива 3), загальний приріст гакового зусилля трактора становив 5,8 кН.

Найбільш наочно вплив швидкості руху на динамічну складову гакового зусилля можна простежити за графічними залежностями рисунка 4.2.

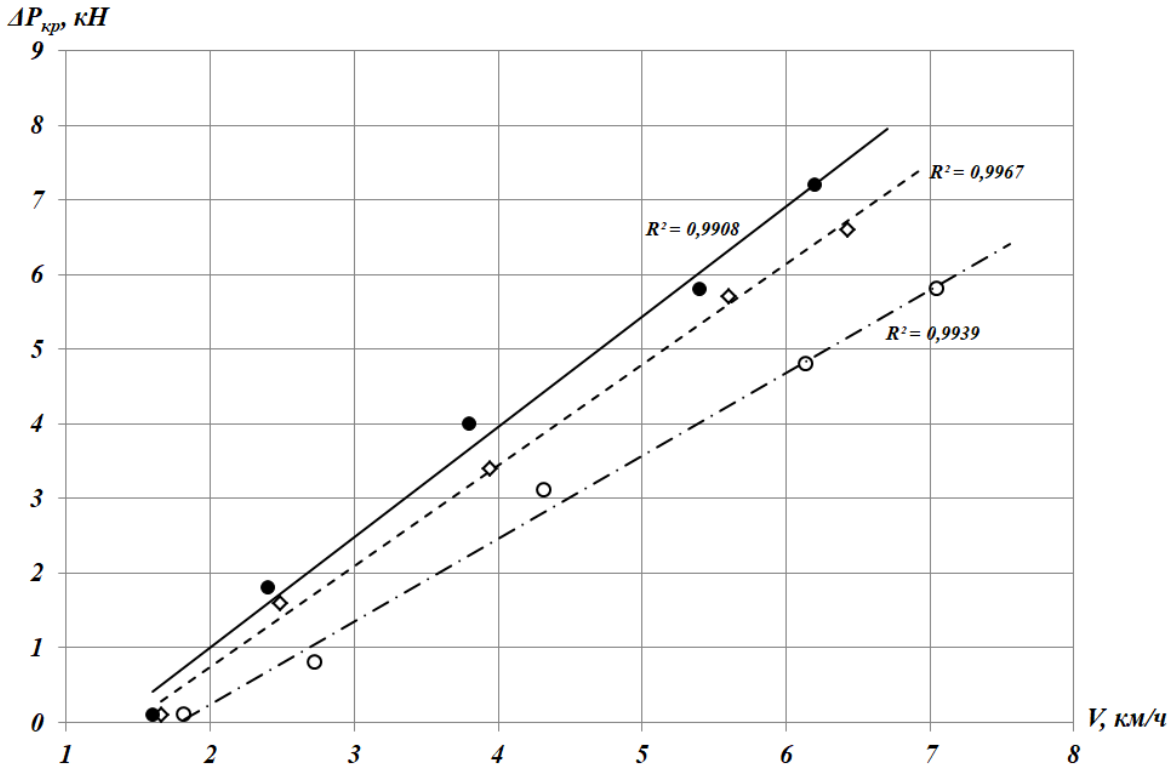


Рисунок 4.2 – Зміна динамічної складової гакового зусилля: 1 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 4800кг; 2 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5400кг; 3 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5780 кг. Фон – стерня озимих культур.

Під час роботи на паровому полі також відмічено збільшення зі швидкістю руху крюкового зусилля трактора. При цьому на паровому полі цей параметр змінюється не так інтенсивно (рисунки 4.3-4.4). Це можна обґрунтувати іншими значеннями пружних та механічних показників ґрунтового фону, які цілком можуть забезпечувати стабільніший рух машинно-тракторного агрегату.

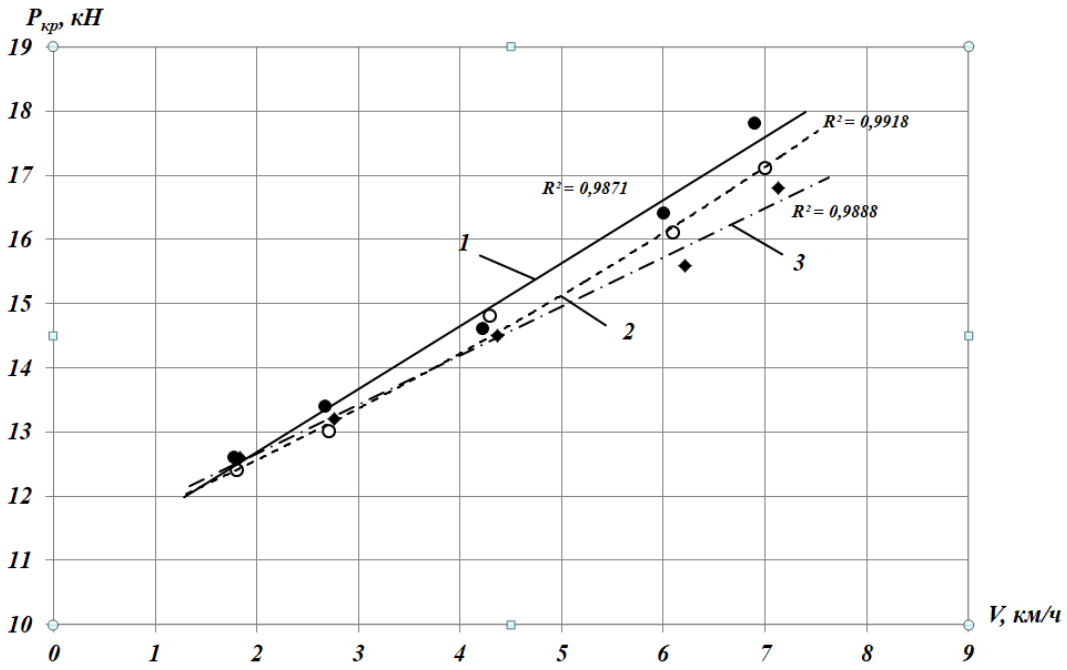


Рисунок 4.3 - Залежність гакового зусилля трактора від швидкості руху: 1 - зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 4800кг; 2 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5400 кг; 3 - зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5780кг. Фон – пара.

Основні висновки з наведеного аналізу, наступні:

1. Зі збільшенням дійсної швидкості трактора слід очікувати збільшення гакового зусилля.

2. Величина приросту гакового зусилля визначається не тільки швидкісним режимом МТА та силовою навантаженістю трактора, а й фізико-механічними характеристиками ґрунтового фону.

3. Маса трактора істотно впливає на величину динамічної складової гакового зусилля, пов’язано це зі зниженням інтенсивності поздовжньо-кутових коливань трактора, що призводить до менших амплітуд коливань гакового зусилля.

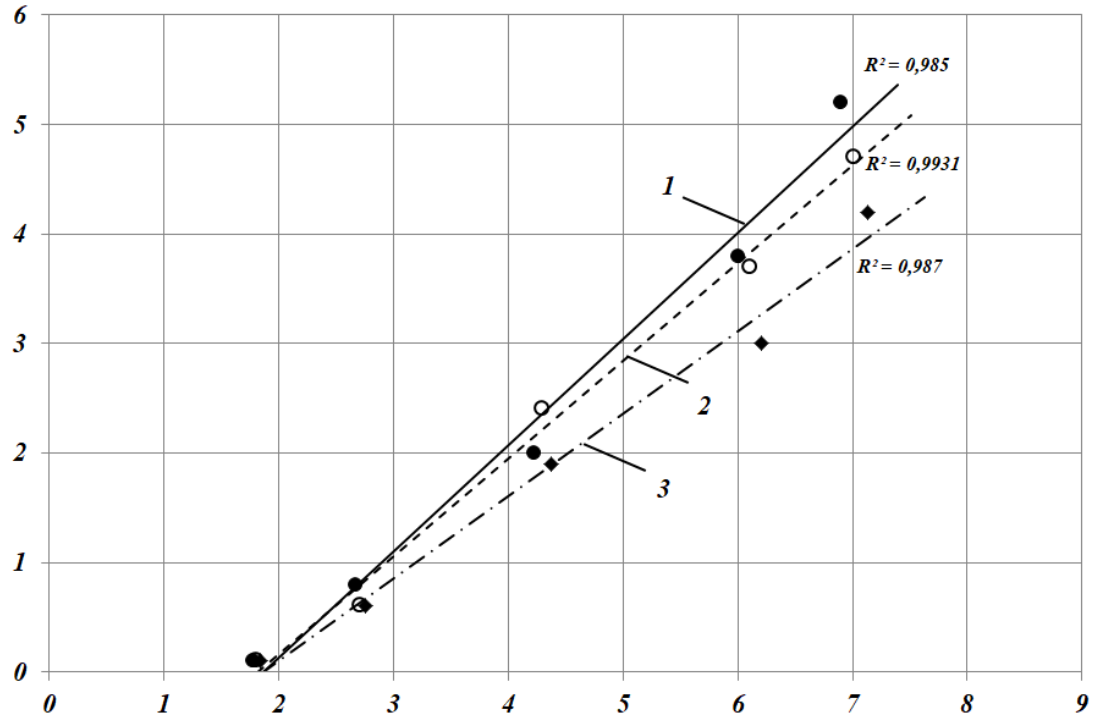


Рисунок 4.4 – Залежність динамічної складової гакового зусилля трактора від швидкості руху: 1 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 4800кг; 2 – зміна гакового зусилля при експлуатаційній масі трактора 5400 кг; 3 - зміна гакового усилия при експлуатаційній масі трактора 5780кг. Фон – пара.

4.2 Спектральний аналіз крюкового зусилля трактора

Спектральний аналіз експериментальних осцилограм крюкового зусилля трактора проводився з метою встановлення значення панівної частоти коливань реєстрованого «випадкового» процесу навантаження. Це значення необхідно для теоретичної оцінки тягово-зчіпних показників трактора, поданої в розділі 2.1.4.

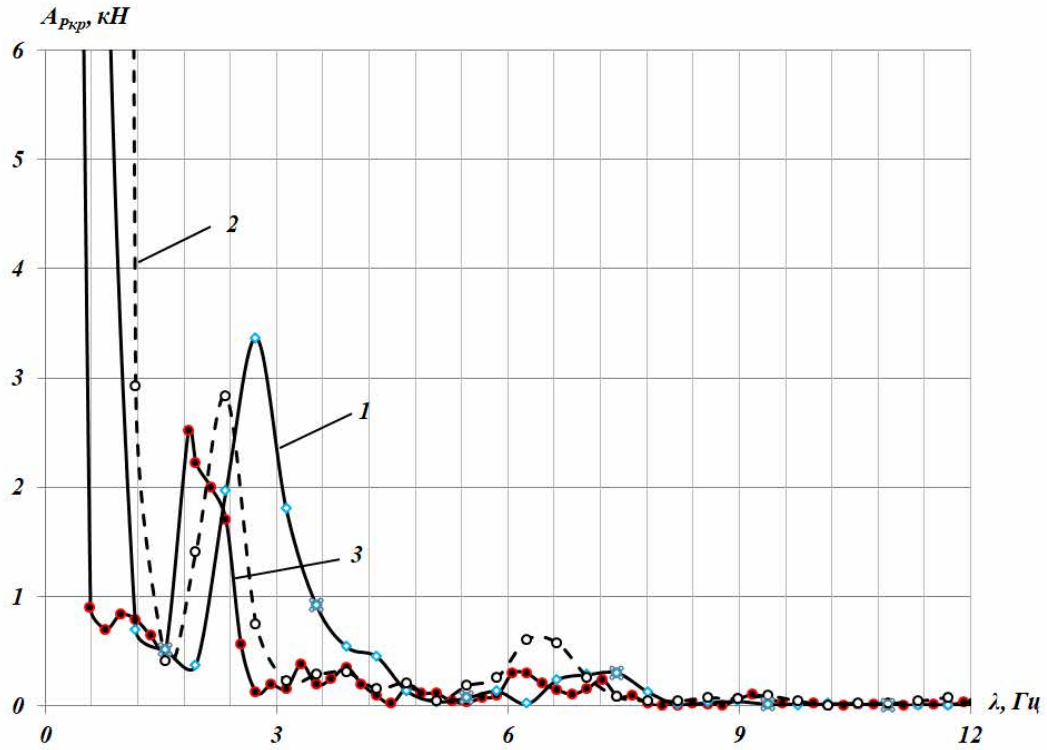


Рисунок 4.5 - Спектральні щільності гакового навантаження Zetor в агрегаті з плугом: 1-експлуатаційна маса трактора 4800кг; 2 - експлуатаційна маса трактора 5400кг; 3 - експлуатаційна маса трак-тора 5780кг. Фон – стерня озимих культур

В основу спектрального аналізу в програмному пакеті «PowerGraph» закладено алгоритм швидкого перетворення Фур'є, що дозволяє отримати графічний розподіл середньоквадратичного відхилення досліджуваного процесу по частотних смугах.

На рисунку 4.5 представлені спектральні щільності гакового зусилля Zetor в агрегаті з плугом при різних значеннях експлуатаційної маси трактора. Складові спектру, що мають частоти понад 12 Гц, нами не розглядалися, оскільки вони меншою мірою впливають на роботу трактора внаслідок його інерційності [16,26,44].

Перший сплеск на спектральної щільності формується в діапазоні до 1Гц, вважається, що амплітуди коливань з цією частотою негативно впливають на роботу двигуна трактора [40]. Природа даного сплеску

обумовлена процесами руйнування та деформації ґрунтового пласта робочими органами ґрунтообробного знаряддя та макрорельєфом ґрунтового фону.

Другий сплеск формується у діапазоні від 1,5 Гц до 4 Гц. Природу цього сплеску пов'язують з поздовжньо-кутовими коливаннями трактора, що надають негативний вплив на роботу колісного рушія, що призводять до зростання витрат на перекочування трактора по полю і зниження його тягово-зчіпних показників.

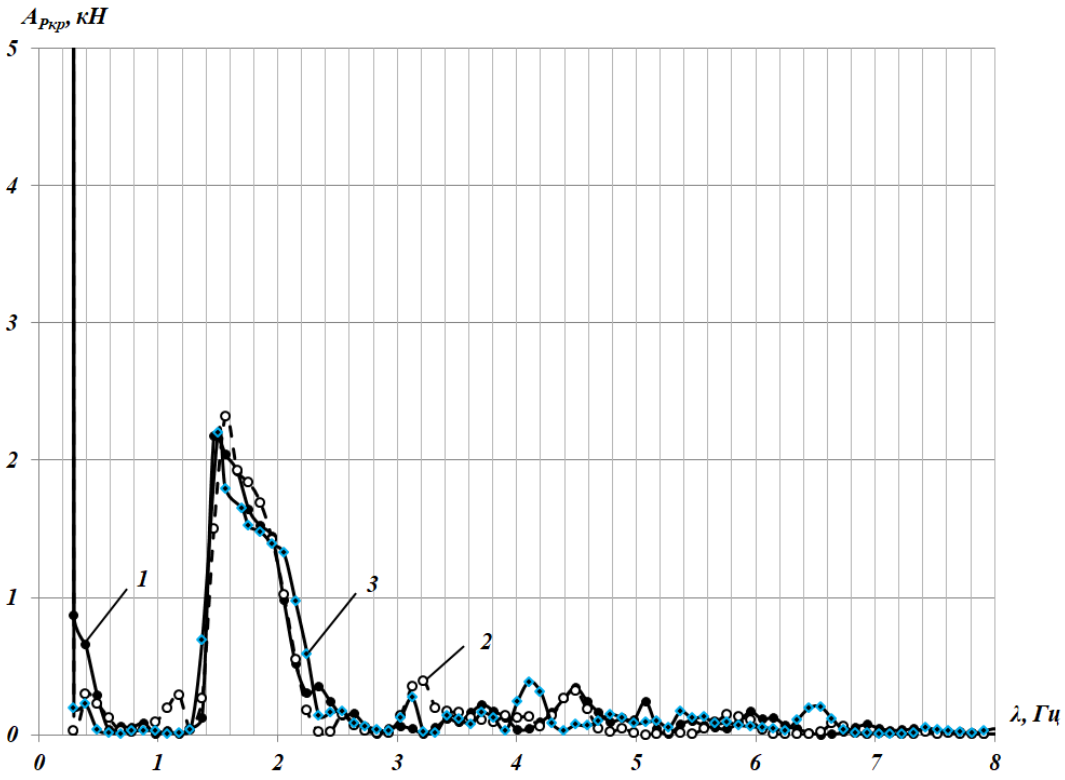


Рисунок 4.6 – Спектральні щільності гакового навантаження Zetor в агрегаті з культиватором: 1 –експлуатаційна маса трактора 4800кг; 2 - експлуатаційна маса трактора 5400кг; 3 - експлуатаційна маса трактора 5780кг. Фон – пара.

Вищі частотні сплески на спектральній щільності зв'язують з вібраційними процесами робочих органів грунтообробних знарядь, самих знарядь та вертикальних коливань трактора. Як правило, дані сплески генеруються в діапазоні 4-10 Гц, амплітуди їх невеликі в порівнянні з першими

двома сплесками, що розглядаються. Тому в даній роботі їх вплив на експлуатаційні показники трактора не розглядається.

Окремо слід зупинитися на питанні впливу експлуатаційної маси трактора на інтенсивність коливальних процесів, що розглядаються. На стерневому полі зі збільшенням експлуатаційної маси трактора спостерігається зміщення спектрів у область низьких частот. Так, при збільшенні маси трактора з 4800 до 5780 відбувається зміщення частоти спектра з 2,8 до 2 Гц, що в цілому говорить про зниження інтенсивності коливальних процесів МТА і є позитивним фактором, що сприяє загальному зниженню динамічної навантаженості МТА. Причому даний позитивний факт спостерігається тільки на грунтових фонах з високою вертикальною жорсткістю. На ґрунтовому фоні пар підвищення експлуатаційної маси трактора у зазначених межах практично не змінило динамічну навантаженість трактора, рисунок 4.6. Значення частоти максимуму другого сплеску залишилося близько 1,5 Гц.

Основні висновки з наведеного аналізу: 1. Баластування трактора в цілому позитивно впливає на динамічну навантаженість трактора, на твердих ґрунтових фонах слід очікувати зниження амплітуди та частоти гакового зусилля. 2. Для розрахунку параметрів дробово-раціональної функції слід прийняти значення панівної частоти гакового зусилля: на фоні «стерня» – 2,8 Гц; на фоні "пар" – 1,5 Гц.

4.3 Тягові показники експериментального трактора

Використання математичного апарату, представленого в [48], справедливе тільки для умов, за яких значення вертикальної жорсткості ґрунтового фону не перевищує $c \leq 5$МН $м^3$. При великих значеннях «з» не виконуються вихідні припущення, покладені в основу виведення аналітичних виразів, що розглядаються, а саме порушується рівність між вертикальними навантаженнями на поверхні грунтозачепа і поверхні западин за рахунок неповного заглиблення грунтозацепів в грунт. В результаті неповного

занурення грунтозачепа в грунт його дійсна висота стає менше конструктивної, що тягне за собою накопичення помилок при розрахунку величини діючого навантаження на поверхню западин. У цілому нині це призводить до отримання заниженим показниками значення коефіцієнта буксування трактора [34].

Якщо проаналізувати результати рахунку по запропонованому алгоритму, представленому в таблицях 2.1 і 2.2, і за їх результатами побудувати графічні залежності коефіцієнта буксування трактора у функції відносного тягового зусилля (рисунок 4.7), що представляє собою відношення поточного тягового зусилля до 0 % (буксуванні колісного рушія), то можна переконатися в збігу даних кривих, це говорить про те, що параметр дробово-раціональної функції не корелюється з жорсткістю грунту.

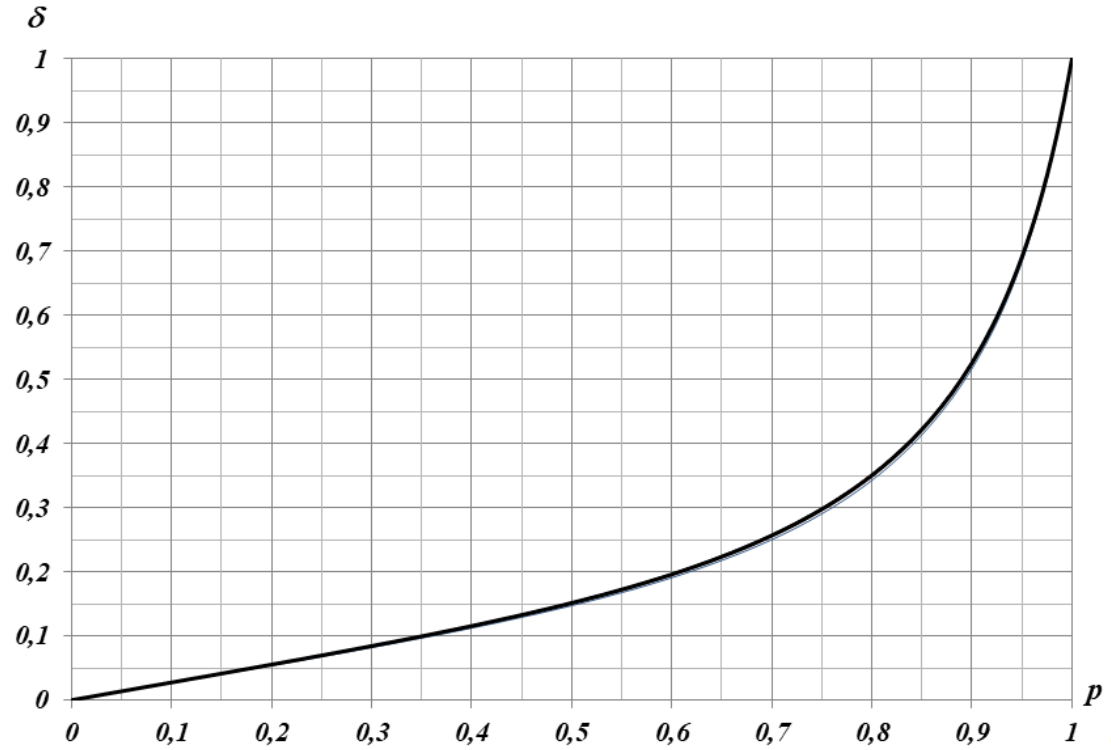


Рисунок 4.7 – Розрахункова крива коефіцієнта буксування колісного трактора Zetor. Розраховано для діапазону жорсткості ґрунту 0,5 -1,5 МН/м^3 зі зміною 0,1 МН/м^3.

Це обґрунтовується тим, що жорсткі ґрунтові фони мають більшу несучу здатність за рахунок сильнішої деформації шини ведучого колеса, що підвищує кількість ґрунтозачепів у плямі контакту.

Таким чином, значення коефіцієнта пропорційності функції кривої буксування можна приймати за постійну величину, що дорівнює 0,3, для всіх ґрунтових фонів, рисунок 4.8. Таке припущення значно знижує загальну трудомісткість рахунку за запропонованими математичними моделями.

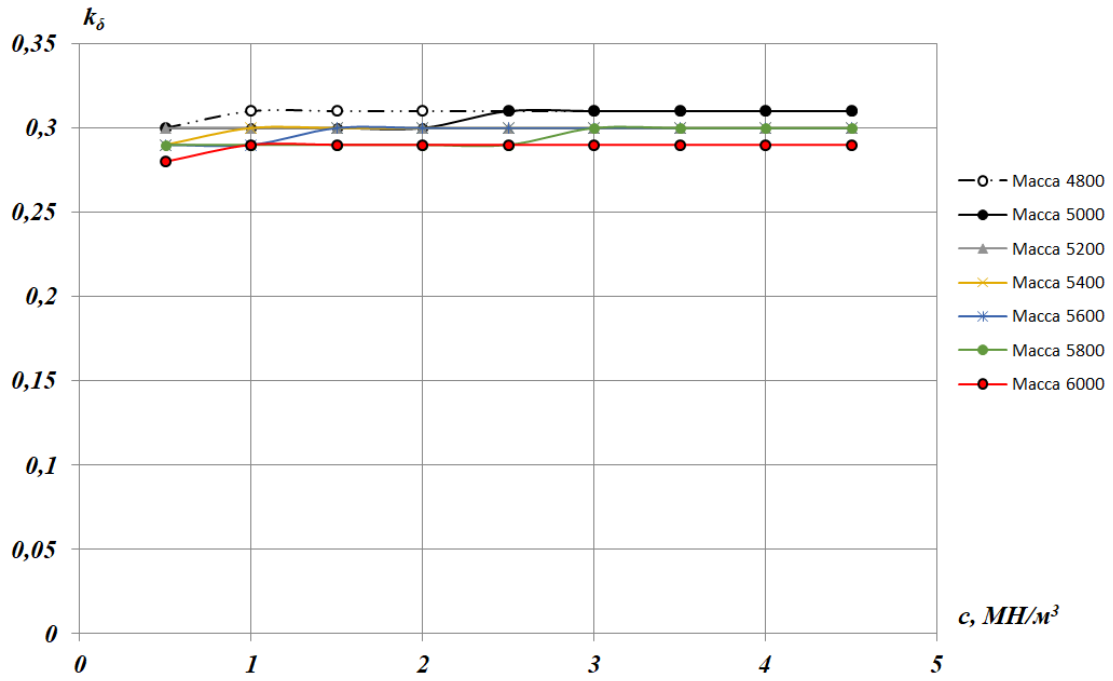


Рисунок 4.8 – Вплив жорсткості ґрунту на значення коефіцієнта пропорційності

На рисунках 4.9 та 4.10 показані результати тягових випробувань трактора, там же побудовано аналітичні залежності буксування від тягового зусилля при номінальній та максимальній експлуатаційній масі трактора.

Аналіз експериментальних даних отриманих на відповідних тягових режимах показує, що експериментальні дані коефіцієнта буксування добре потрапляють в область, обмежену розрахунковими дробно-раціональними функціями, отриманими при номінальній та максимальній експлуатаційній масі трактора.

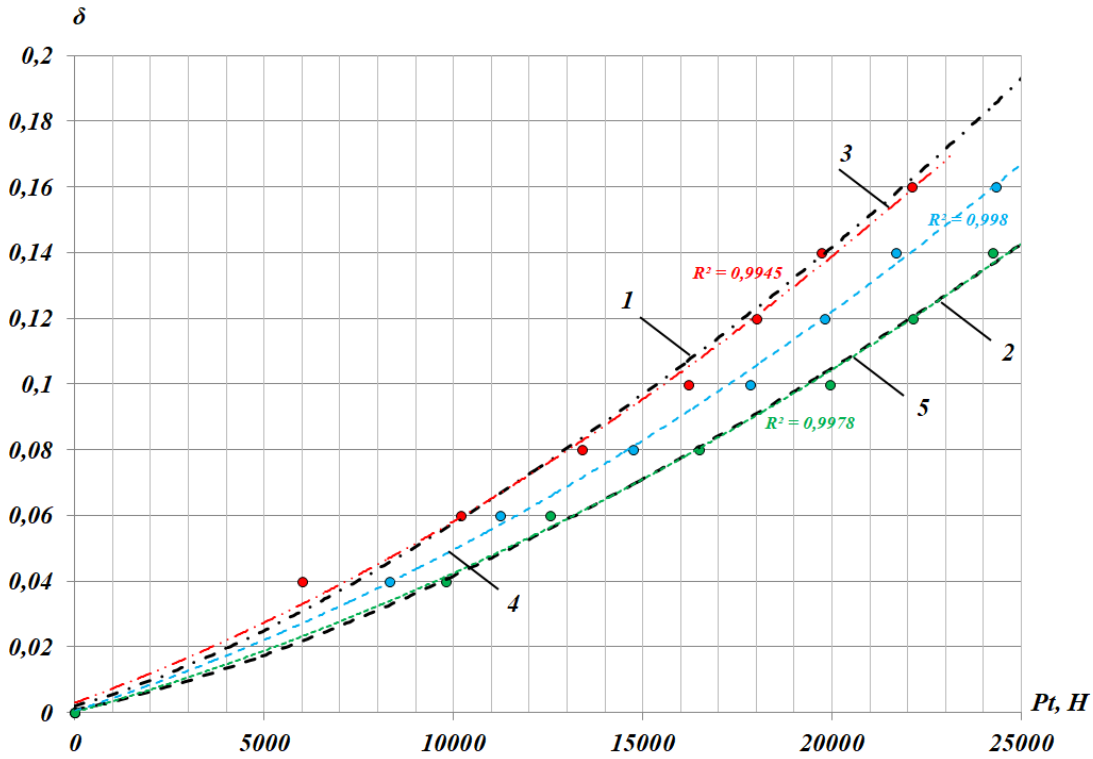


Рисунок 4.9 - Залежність коефіцієнта буксування від тягового сили трактора Zetor, фон - стерня: 1 - динамічна аналітична крива буксування трактора при номінальному значенні експлуатаційної маси; 2 – динамічна аналітична крива буксування трактора за максимального значення експлуатаційної маси; 3 – експериментальні дані коефіцієнта буксування за значенням маси трактора 4800 кг; 4 - експериментальні дані коефіцієнта буксування при значенні маси трактора 5400 кг; 5 – експериментальні дані коефіцієнта буксування за значенням маси трактора 5780 кг

Дане спостереження справедливе для ґрунтів різної вертикальної жорсткості. На ґрунтовому фоні пар також спостерігається потрапляння експериментальних значень коефіцієнта буксування в зазначену область.

Можна припустити, що відхилення експериментальних даних від розрахункових кривих пов’язане лише з неврахованими динамічними навантаженнями.

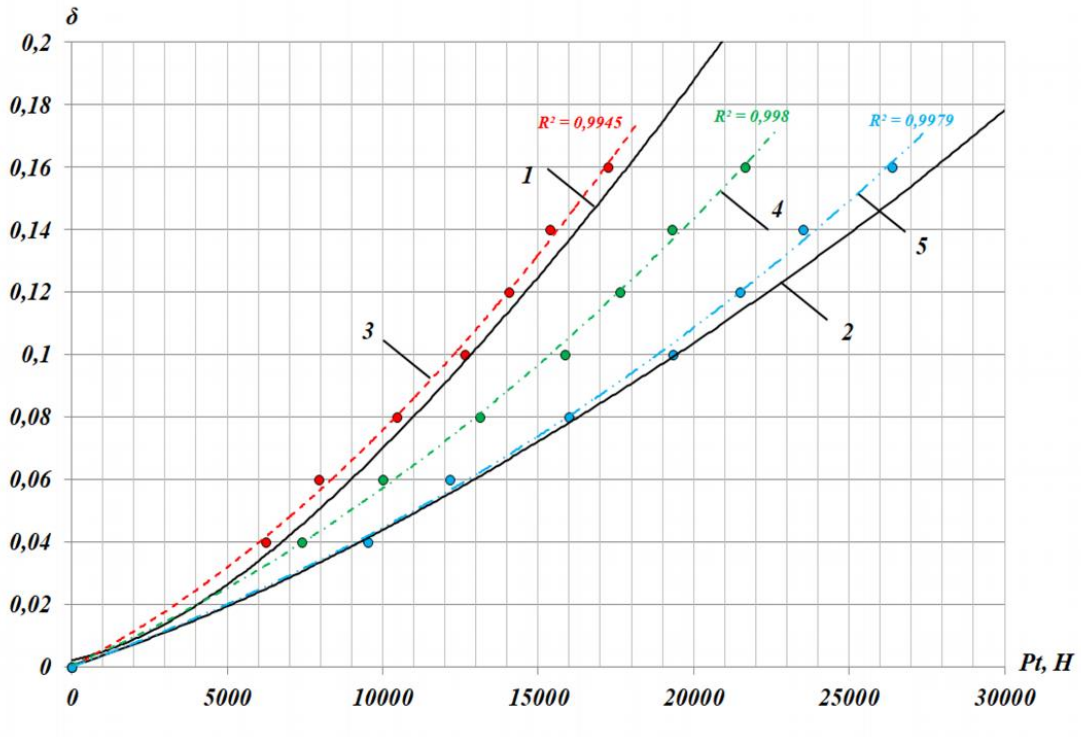


Рисунок 4.10 – Залежність коефіцієнта буксування від тягового сили трактора Zetor, фон – пара: 1 – динамічна аналітична крива буксування трактора при номінальному значенні експлуатаційної маси; 2 – динамічна аналітична крива буксування трактора за максимального значення експлуатаційної маси; 3 – експериментальні дані коефіцієнта буксування за значенням маси трактора 4800 кг; 4 - експериментальні дані коефіцієнта буксування при значенні маси трактора 5400 кг; 5 – експериментальні дані коефіцієнта буксування за значенням маси трактора 5780 кг.

Така висока збіжність експериментальних даних і розрахункових дробово-раціональних функцій, що описують зміну коефіцієнта буксування трактора, підтверджує точність моделі процесу взаємодії рушіїв трактора реальній фізичній картині.

4.4 Вплив експлуатаційної маси трактора Zetor на опір перекочуванню

Результати дослідження впливу експлуатаційної маси трактора Zetor на опір перекочування його по ґрунтовому фону наведено на рисунку 4.11.

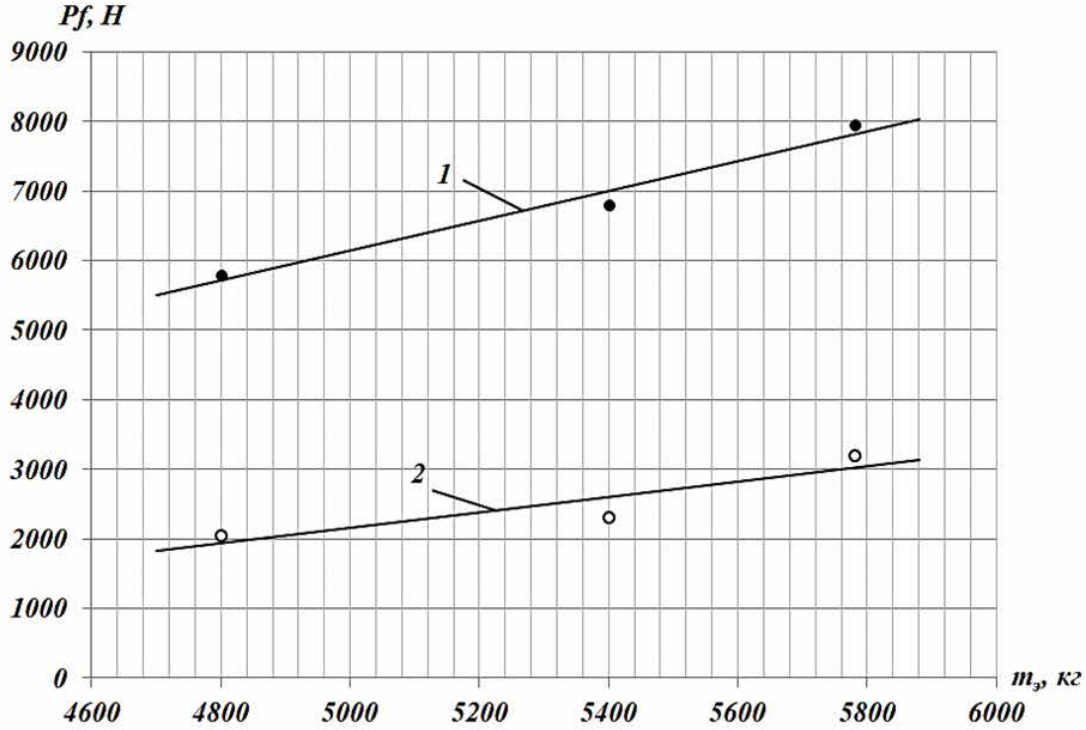


Рисунок 4.11 – Залежність опору руху трактора Zetor ANT від його експлуатаційної маси: 1 – ґрунтове тло «пар»; 2 - ґрунтовий фон «стерня».

Характер перебігу експериментальних кривих свідчить у тому, що зі збільшенням експлуатаційної маси трактора спостерігається приріст опору перекочування. Величина опору перекочування та її зміна визначається вертикальною жорсткістю грунтового фону.

При русі трактора грунтовим тлом стерня озимих культур величина опору перекочування трактора змінювалася від 2050Н до 3200Н, при зміні експлуатаційної маси трактора від 4800 кг до 5780 кг, (крива 1). Додатково можна відзначити, що характер протікання кривою, що розглядається, незважаючи на апроксимацію поліномом другого ступеня, близький до лінійного. Це вносить додаткові труднощі по використанню критеріального рівняння 2.28, так як немає чіткої межі наростання опору руху при певному значенні експлуатаційної маси трактора, що було б граничною умовою баластування трактора.

При русі трактора по грунтовому тлі пар величина опору перекочування трактора змінювалася від 5800Н до 7950Н, при зміні експлуатаційної маси

трактора від 4800 кг до 5780 кг, (крива 2). Слід відзначити різке збільшення значення опору перекочування трактора при зменшенні вертикальної жорсткості ґрунтового фону. Зв'язано це з більш глибоким зануренням грунтозачепів ведучого колеса в грунт, що збільшує витрати на зминання грунту та утворення колії.

Компенсація силових витрат у вигляді приросту опору перекочування трактора може бути здійснена за рахунок зниження динамічної складової гакового навантаження. Відповідно до графічних залежностей 4.2 та 4.4 зниження динамічного складового гакового навантаження трактора при зміні його експлуатаційної маси від 4800 кг до 5780 кг склало: для стерневого поля – 1400 Н; для парового поля -1000 Н. Можна стверджувати, що отриманий виграш у гаковому зусиллі трактора дозволяє повністю зберегти силові витрати трактора на номінальному рівні при роботі на стерневому полі і частково їх компенсувати (на 50%) на ґрунтовому тлі пар. Ця умова поширюється і за баластування трактора до експлуатаційної маси 5400 кг.

4.5 Значення допустимого коефіцієнта буксування трактора Zetor

У процесі перекочування ведучого колеса по ґрунтовому тлі відбувається формування колії, в межах якої відбувається збільшення дрібних фракцій грунту, сформованих за рахунок дроблення більших фракційних складових.

Значення допустимого коефіцієнта буксування визначалося на початку збільшення частки ґрунтових частинок діаметром менше 1мм. При проведенні експериментів значення коефіцієнта буксування трактора змінювалося з кроком 2%, досягалося це шляхом варіювання гакового навантаження трактора.

Так як завдання дослідження не входило визначення перерозподілу ґрунтових фракцій між розмірними групами, при обробці екс-периментальних даних частка фракцій діаметром 2; 3; 5; 7; 10 мм підсумовувалися і об'єднувалися в одну групу, аналогічно об'єднувалися в одну групу фракції

діаметром 0,1; 0,25; 0,5; 1мм. В результаті в результаті обробки експериментальних даних були отримані дві графічні залежності: зміна частки грунтових фракцій від 1 до 10 мм, і менше 1мм відповідно.

Графічні залежності отримані для двох ґрунтових фонів, коефіцієнти об'ємного зминання яких становлять 4МН/м^3 і 0,5МН/м^3. Експлуатаційна маса трактора відповідно варіювалася від 4800 до 5780 кг.

На рисунках 4.12 - 4.13 представлені графічні залежності зміни фракційного складу ґрунту від буксування трактора.

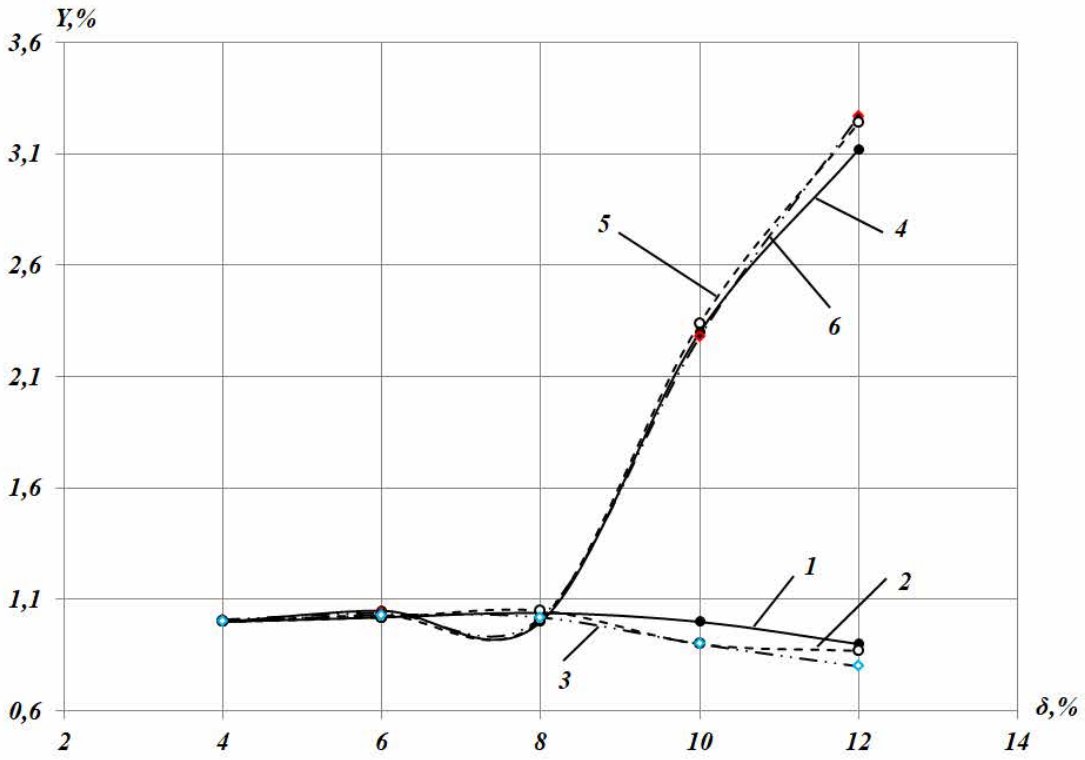


Рисунок 4.12 – Зміна відсоткового вмісту фракцій ґрунтового фону після проходу трактора Zetor залежно від буксування:

1 – фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 4800кг;

2 - фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 5400кг;

3 - фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 5780кг;

4 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 4800кг;

5 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 5400кг;

6 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 5780кг.

Ґрунтовий фон – стерня озимих культур

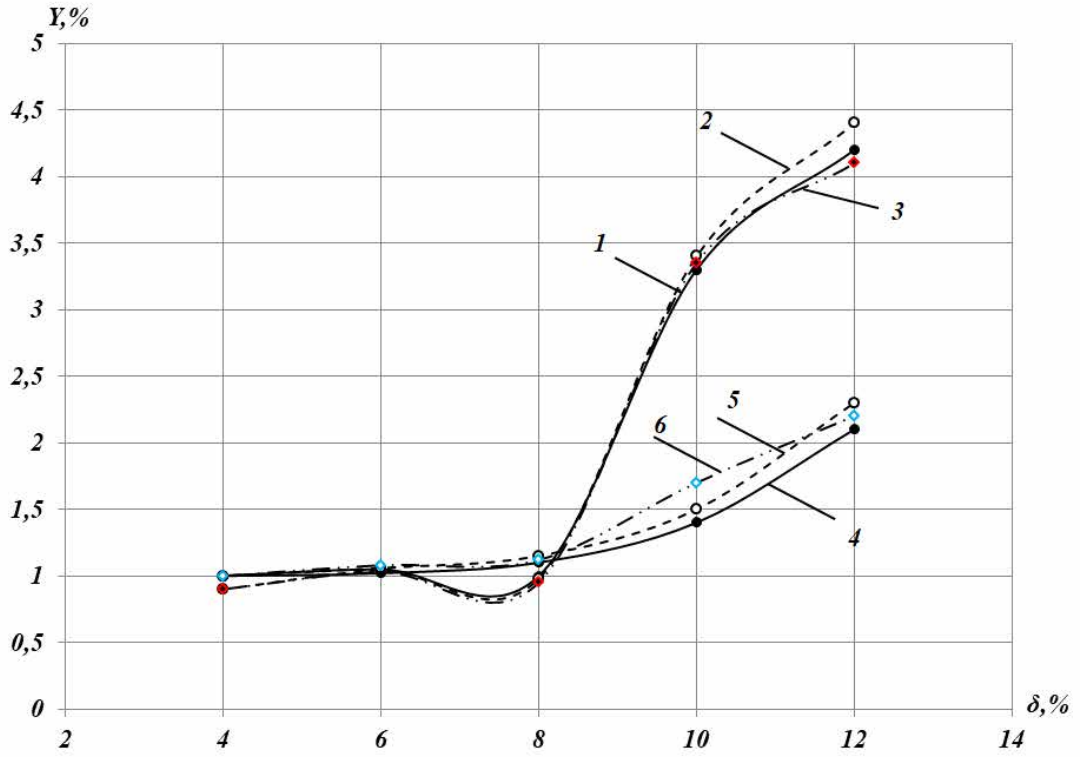


Рисунок 4.13 – Зміна відсоткового вмісту фракцій ґрунтового фону після проходу трактора Zetor залежно від буксування: 1 – фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 4800кг; 2 - фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 5400кг; 3 - фракції діаметром 1-10мм, експлуатаційна маса трактора 5780кг; 4 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 4800кг; 5 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 5400кг; 6 - фракції діаметром менше 1мм, експлуатаційна маса трактора 5780кг. Ґрунтове тло – пара

Аналіз залежностей показує, що при низьких значеннях коефіцієнта буксування (до 6%) трактора, що розглядається, структура грунтового шару залишається практично без змін. Дане спостереження справедливо як для ґрунтового фону стерня озимих культур, так і для ґрунтового фону пар. Пояснити це можна тим, що гакова навантаження трактора при таких значеннях буксування значно менше номінальної, тому в даному випадку руйнування ґрунтового шару рушіями трактора відбувається тільки під дією експлуатаційної маси. Можна припустити, що при такому характері впливу

відбуватиметься тільки ущільнення грунтових цегли в плямі контакту рушія з грунтом, тим самим утворюючи більші фракції за рахунок приєднання дрібніших. Причому досліджуваний діапазон експлуатаційної маси трактора істотного на зміну фракційного складу грунту не надає.

При збільшенні буксування трактора до 8% спостерігається різкий приріст фракцій діаметром менше 1 мм. На ґрунтовому фоні «стерня» при збільшенні коефіцієнта буксування трактора з 8 до 12%, кількість ерозійно-небезпечних частинок збільшилася більш ніж у 3 рази, на ґрунтовому фоні пар у 4,5 рази. Це пояснюється «…початком зсуву «грунтових цеглин» у плямі контакту ведучого колеса з ґрунтом, які, прослизаючи по поверхні зсуву, перетирають частинки ґрунту в дрібніші фракції» [16].

Фракції діаметром 1-10 мм виявилися більш стійкими до збільшення значення коефіцієнта буксування. На ґрунтовому фоні «стерня» можна відзначити рівноважний стан даних фракцій при зміні коефіцієнта буксування від 6 до 12%. Це пояснюється руйнуванням колісними рушіями більших фракцій до даного діаметра. На ґрунтовому тлі пар відсотковий вміст даних фракцій збільшується, тобто. відбувається інтенсивне руйнування більших фракцій грунту.

В цілому представлені експериментальні дані дозволяють зробити висновок, що значення коефіцієнта буксування досліджуваного трактора 8-9% можна приймати допустимим коефіцієнтом буксування за критерієм відсутності стирання ґрунтового фону. Причому це значення справедливо для грунтів різної вертикальної жорсткості і різної експлуатаційної маси трактора.

ВИСНОВКИ ПО ЧЕТВЕРТОМУ РОЗДІЛІ

1. З підвищенням швидкості руху трактора відбувається збільшення гакового зусилля, величина приросту якого визначається не тільки швидким режимом МТА і силовою навантаженістю трактора, але і фізико-механічними характеристиками ґрунтового фону.

2. Коригування маси трактора впливає на величину динамічної складової гакового зусилля, що обумовлено зміною інтенсивності поздовжньо-кутових коливань трактора та амплітуд коливань гакового зусилля.

3. Баластування трактора в цілому позитивно впливає на динамічну навантаженість трактора при виконанні ґрунтообробних операцій. На твердих ґрунтових фонах відбувається зниження амплітуди та частоти коливань гакового зусилля.

4. При розрахунку коефіцієнта пропорційності аналітичної функції кривої буксування значення частоти коливання гакового зусилля слід приймати: 2,8 Гц – для ґрунтового фону «стерня»; 1,6 Гц - для грунтового тла «пар». У подальших розрахунках значення даного коефіцієнта можна сприймати як постійну величину рівну 0,3.

5. Компенсація силових витрат у вигляді приросту опору перекочування трактора може бути здійснена за рахунок зниження динамічної складової гакового зусилля. Зниження динамічної складової гакового зусилля трактора при зміні його експлуатаційної маси від 4800 кг до 5780 кг, склало: для ґрунтового фону «стерня» – 1400 Н; для ґрунтового фону «пар» -1000Н. Можна стверджувати, що отриманий виграш у гаковому зусиллі трактора дозволяє повністю зберегти силові витрати трактора на номінальному рівні при роботі на ґрунтовому фоні «стерня» і частково їх компенсувати (до 50%) на ґрунтовому фоні «пар». Ця умова поширюється і за баластування трактора до експлуатаційної маси 5400 кг.

6. Значення коефіцієнта буксування досліджуваного трактора 8-9% можна приймати допустимим коефіцієнтом буксування за критерієм відсутності стирання ґрунтового фону. Причому це значення справедливе для ґрунтів різної вертикальної жорсткості та різної експлуатаційної маси трактора. Отримане значення добре корелюється зі значенням коефіцієнта буксування, визначеного розрахунковим шляхом.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ АДАПТАЦІЇ ТРАКТОРА У СКЛАДІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

При технологічної адаптації колісних тракторів необхідно враховувати витрати на придбання та встановлення відповідного баластного обладнання, а також на навчання персоналу та підтримку обладнання у справному стані.

Таким чином, для прийняття рішення про доцільність технологічної адаптації тракторів до різних зональних умов експлуатації необхідно провести аналіз економічних показників і порівняти їх з показниками до і після впровадження даного методу.

Загальні фінансові витрати проведеної роботи (в розрахунку на одиницю обсягу) розраховуються за таким виразом:

$$С_З = С_Т + С_{ЗП} + С_{АО} + С_{КР} + С_{ТР} \quad (5.1)$$

де Сз - сукупність фінансових витрат на 1 га; Ст – витрати на ПММ; Сзп - грошові витрати на з/п; Сао - Витрати на амортизацію (ТО, ремонт); Скр - відрахування на кап. рем.; Стр - відрахування на тек. рем.

Наведені витрати для МТА:

$$С_{ПР} = С_З + Е_н + К_{УД} \quad (5.2)$$

де $Е_н = 0,15$ нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

На підставі наведених даних була побудована графічна залежність, що наочно показує зниження експлуатаційних витрат у процесі збільшення масових характеристик трактора.

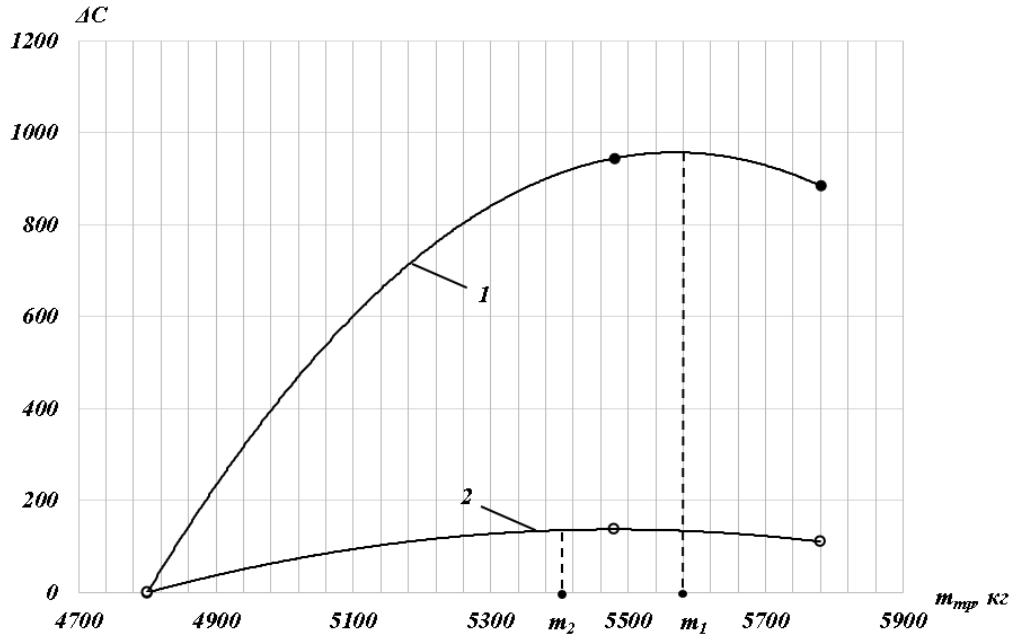


Рисунок 5.1 – Економічна ефективність баластування трак-тора. (Грунтові фони 1 – «стерня» та 2 – «пари»)

ВИСНОВКИ ПО П’ЯТОМУ РОЗДІЛУ

1. Оцінено економічну ефективність технологічної адаптації трактора, що показує зниження експлуатаційних витрат на суцільну обробку грунту, в процесі збільшення масових характеристик агрегату. При роботі сільськогосподарської техніки на ґрунтовому фоні «стерня» із застосуванням плуга ПОН-4 спостерігалося зниження експлуатаційних витрат з 8840,3 до 7896,09 (грн/га). У той же час на ґрунтовому фоні «пар» із застосуванням культиватора КПП-8МУ спостерігається зниження витрат з 1630,9 до 1493,7 (руб/га). Відповідно зниження експлуатаційних витрат склало: для ґрунтового фону стерня озимих культур - 944,4 грн/га; для ґрунтового фону пар – 137,26 грн/га.

2. У процесі графічного аналізу були виявлені точки, що показують оптимальне завантаження трактора баластовими вантажами, відповідно, на «стерні» значення експлуатаційної маси трактора склало 15000 кг, на «парах 24500 кг.

ВИСНОВКИ

1. Під технологічною адаптацією трактора розуміється забезпечення мінімальних витрат на одиницю виконаної роботи при заданій якості технологічного процесу. Основними параметрами трактора, що впливають на ефективність його роботи, є масові параметри трактора (експлуатаційна маса трактора, розподіл маси трактора по осях). Інші параметри розглядаються як «некеровані». Частина з них встановлюються заводом-виробником і регламентовані під конкретну технологічну операцію, інша частина обмежена по можливості та ефективності їх застосування. В основу оптимального баластування трактора закладається критерій «допустимого коефіцієнта буксування», що забезпечує збереження структурного складу ґрунту.

2. Запропоновано математичну модель з розрахунку тягових показників трактора з колісною формулою 4К4, що дозволяє враховувати в розрахунках: динамічний характер гакового зусилля, обумовлене особливостями технологічного процесу обробки ґрунтового фону; умова появи кінематичного неузгодженості в русі ведучих коліс трактора, що визначається як конструкцією трансмісією трактора, так і характеристиками ґрунтового фону. Використання отриманих аналітичних виразів дозволило встановити аналітичний зв’язок між експлуатаційною масою трактора та коефіцієнтом буксування, а також експлуатаційної маси трактора та опору руху трактора на ґрунтах різної вертикальної жорсткості. Доведено, що за граничне значення коефіцієнта буксування, що обмежує величину тягового зусилля, що реалізується рушіями трактора, слід приймати величину допустимого коефіцієнта буксування за стирання ґрунтового фону.

Запропоновано методику розрахунку раціональної експлуатаційної маси колісного трактора, що забезпечує збереження тягового ККД трактора зі збільшенням його номінального гакового зусилля.

3. Створено та обґрунтовано об’єкт дослідження на базі трактора Zetor з колісною формулою 4К4, що відноситься до другого тягового класу, що

дозволяє експериментально встановити вплив експлуатаційної маси трактора на техніко-економічні показники процесу суцільної обробки ґрунту.

4. Результати експериментальних досліджень показали, що компенсація силових витрат у вигляді приросту опору перекочування трактора може бути здійснена за рахунок зниження динамічної складової гакового зусилля. Зниження динамічної складової гакового зусилля трактора при зміні його експлуатаційної маси від 4800 кг до 5780 кг склало: для ґрунтового фону «стерня озимих культур» – 1400 Н; для ґрунтового фону «пар» -1000Н. Можна стверджувати, що отриманий виграш у гаковому зусиллі трактора дозволяє повністю зберегти силові витрати трактора на номінальному рівні при роботі на ґрунтовому фоні «стерня озимих культур» і частково їх компенсувати (до 50%) на ґрунтовому тлі «пар». Ця умова поширюється і за баластування трактора до експлуатаційної маси 5400 кг. Тому межею збільшення маси слід вважати таку масу баласту, яка, не змінюючи його тягового ККД, збільшує номінальне гачне зусилля.

5. Оцінено економічну ефективність технологічної адаптації трактора, що показує зниження експлуатаційних витрат на суцільну обробку грунту, в процесі збільшення масових характеристик агрегату. При роботі сільськогосподарської техніки на ґрунтовому фоні «стерня» із застосуванням плуга ПОН-4 спостерігалося зниження експлуатаційних витрат з 8840,3 до 7896,09 (грн/га). У той же час на ґрунтовому фоні «пар» із застосуванням культиватора КПП-8МУ спостерігається зниження витрат із 1630,9 до 1493,7 (грн/га). Відповідно, зниження експлуатаційних витрат зіставило: для ґрунтового фону стерня озимих культур - 944,4 грн/га; для ґрунтового фону пар – 137,26 грн/га.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лебедєв А. Технологічна адаптація тракторів загального призначення до природних умов ґрунтообробки : стаття / А. Лебедєв // Техніко-технологічні аспекти. – 2023. – С. 12–20.

2. Коровкін А. Технологічна адаптація тракторів загального призначення : стаття / А. Коровкін // Збірник Наукових праць НДІ. – 2023. – 15 с. (PDF).

3. Bulgakov V. Experimental study of the implement-and-tractor aggregate with tracks / V. Bulgakov, et al. // Soil & Tillage Research. – 2021. – Vol. – P. (article).

4. Gong S.Y., et al. Prediction of tractor drawbar pull under different tillage implements / S.Y. Gong et al. // Scientific Reports. – 2025. – Article ID.

5. Boysen J. AI-assisted tractor control for secondary tillage / J. Boysen et al. // Computers and Electronics in Agriculture. – 2025. – (article).

6. Zhukov V. Активна і пасивна робота трактора у складі ґрунтообробних агрегатів : стаття / В. Жуков // Трактори і сільське господарство. – 2021.

7. Zheng H., et al. Effect of long-term tillage on soil aggregates and aggregate-associated carbon / H. Zheng et al. // Science of the Total Environment. – 2018.

8. Steponavičienė V., et al. The Impact of Tillage and Crop Residue Incorporation on Soil / V. Steponavičienė // Agriculture. – 2023.

9. Alferov O.I. Наукове забезпечення працездатності та прогнозування надійності ґрунтообробних агрегатів з коливальними робочими органами: монографія / О.І. Алфьоров. – Харків: ХНТУ, 2019.

10. Кравчук В. І. Адаптація сільськогосподарських машин в системах керованих технологій землеробства : автореф. дис. / В. Кравчук. – Київ, 2018.

11. Damanauskas V., et al. Effect of tillage implement (spring tine cultivator, disc…) / V. Damanauskas // Journal of Agricultural Engineering. – 2022.

12. Jug D. Conservation Soil Tillage: Bridging Science and Farmer Practice / D. Jug et al. // MDPI Agriculture. – 2025.

13. Xu C., et al. Dynamic change of soil aggregate stability and infiltration under tillage measures / C. Xu et al. // Frontiers in Earth Science. – 2024.

14. Руденко П. Тягово-енергетичні показники тракторів в агрегатах для різних ґрунтів : стаття / П. Руденко // Агротехніка. – 2017.

15. Міщенко О. Регулювання режимів роботи тракторів при різній вологості ґрунту : дис. канд. техн. наук / О. Міщенко. – 2016.

16. Modeling of the flow adaptive system for controlling the soil tillage / (ResearchGate) – 2024.

17. Weidhuner A., et al. Tillage impacts on soil aggregation and crop yield / A. Weidhuner // Soil & Tillage Research. – 2021.

18. Stepanov S. Регулювання глибини обробітку в залежності від умов поля : стаття / С. Степанов // Техніка і технологія. – 2019.

19. Bondar B.O. Пояснювальна записка (досвід роботи агрегату Т-150+КШУ-12) : звіт / Б.О. Бондар. – Дніпро : ДСАУ, 2024.

20. Tkachenko I. Influence of wheel drive on soil compaction and tractor performance / I. Tkachenko // Agricultural Engineering. – 2020.

21. Korzh A. Optimizing tractor-implement matching for fuel efficiency / A. Korzh // Energetics in Agriculture. – 2018.

22. Novak P., et al. Adaptive control systems for tractors in precision agriculture / P. Novak et al. // Precision Agriculture. – 2022.

23. Riegel M., Pellat J.C., Rioul R. Grammaire méthodique du français. 4th ed. – Paris : Presses universitaires de France, 2009. (приклад оформлення іноземної книги по ДСТУ).

24. Степаненко М. Вплив параметрів ґрунтообробних знарядь на питомий опір ґрунту : стаття / М. Степаненко // Ґрунтознавство. – 2015.

25. Krawczyk J., et al. Tractor-implement energy balance in varying soil moisture / J. Krawczyk // Agricultural Systems. – 2019.

26. Lupuarenko H. Становлення тракторобудування в Україні: монографія / Г. В. Лупаренко. – Київ : КПІ, 2014.

27. Tillage implement design and soil-machine interaction / Collected papers // International Conf. on Agricultural Machinery. – 2020.

28. Pavlov S. Модель прогнозування експлуатаційної потужності трактора в агрегаті : дис. канд. наук / С. Павлов. – 2017.

29. Rosiński A., et al. Soil compaction and wheel slip influence on tractor performance / A. Rosiński // Biosystems Engineering. – 2016.

30. Kovalchuk V. Енергозбереження тракторів загального призначення: огляд літератури / В. Ковальчук // Агротехніка. – 2022.

31. Didiur V.A. Технологічні схеми адаптації імпортних тракторів в Україні : дис. доктор техн. наук / В.А. Дідур. – 2017.

32. Nazarenko P. Матеріали міжнародної конференції «Агротехніка і адаптація машин» : тези / П. Назаренко. – 2019.

33. Henze B., et al. Adaptive tillage tools controlled by onboard sensors / B. Henze // Journal of Field Robotics. – 2021.

34. Popovych R. Аналіз питомих паливних витрат агрегатів у складі трактора Т-150 : звіт / Р. Попович. – 2018.

35. Varga L., et al. Machine-learning models for drawbar prediction in tillage / L. Varga // International Journal of Agricultural Research. – 2024.

36. Zhuravsky M. Параметричне моделювання руху агрегату та впливу на ґрунт : монографія / М. Журавський. – Львів : ЛТД, 2016.

37. Orlov A. Техніка і технологія адаптації ґрунтообробних агрегатів : навч. посібник / А. Орлов. – Харків : ХНТУ, 2015.

38. Sidorov I., et al. Field trials of adaptive control for ploughing depth / I. Sidorov // Field Crops Research. – 2020.

39. GOST/DSTU practical guide – приклади оформлення за ДСТУ 8302:2015 : метод. посібник. – Київ : Університетська бібліотека, 2021.

40. Lysenko O. Вплив довжини гону на експлуатаційну потужність трактора : стаття / О. Лисенко // Агровиробництво. – 2014.

41. Savenkov Y. Sensors and feedback for adaptive tractor systems / Y. Savenkov // Sensors. – 2022.

42. Hladky K. Optimization of tillage depth to reduce fuel consumption / K. Hladky // Biosystems Engineering. – 2018.

43. Opryshko M. Практичні рекомендації з підбору агрегатів до тракторів в умовах України : стаття / М. Опришко // Практична агротехніка. – 2020.

44. Rybak A. Взаємодія колісного рушія трактора з ґрунтом: дослідження / А. Рибак // Тракторобудування. – 2017.

45. Novikov P. Field performance of adaptive implements under variable soil conditions / P. Novikov // Agricultural Engineering Int. – 2019.

46. Shapovalov D. Динаміка питомих опорів ґрунту при роботі агрегатів : дис. канд. техн. наук / Д. Шаповалов. – 2016.

47. Petrova L. Adaptive hydraulic systems for tillage implements / L. Petrova // Journal of Agricultural Machinery. – 2021.

48. International standards and recommendations for bibliographic references (DSTU 8302:2015 guidance) : online resource. – URL (доступ 01.11.2025).

49. Grafiati. Онлайн-генератор посилань за ДСТУ 8302:2015 : web-ресурс (практичні приклади). — URL (доступ 01.11.2025).

50. Методичні рекомендації з оформлення бібл. посилань за ДСТУ 8302:2015 : збірник. – Київ : Університет, 2021.

ДОДАТКИ