МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«___»_____ 2026 р.
Зав. кафедри _д.т.н., професор___
(науковий ступінь, вчене звання)
_____ __Володимир ДІДУР___
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Підвищення плавності ходу машино-тракторних агрегатів на базі трактора тягового класу 1,4»

Виконав: студент 3 курсу, групи 31к-ім
освітньої програми бакалавр
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Клеменчук Дмитро Володимирович
_____
(прізвище та ініціали)
Керівник к.е.н., доцент Кутковецька Т.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2026

ЗМІСТ

Вступ……... 3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ…… 4
1.1. Основні види коливань остова трактора й джерела їх виникнення, що впливають на плавність ходу машино-тракторного агрегату.…… 4
1.2. Вплив плавності ходу МТА на технологічні процеси в сільськогосподарському виробництві та основні експлуатаційні показники..... 7
Висновки по розділу…… 9
РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ…….. 10
2.1. Математична модель визначення раціональних параметрів пружнодемпфірувального приводу та вертикальних прискорень остова трактора під час роботи у складі МТА……. 10
2.2. Результати дослідження впливу пружнодемпфірувального приводу на плавність ходу, продуктивність та паливну економічність…… 16
Висновки по розділу……. 21
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ……. 23
3.1. Організація охорони праці у фермерських господарствах…… 23
3.2. Заходи з охорони праці під час роботи з машино-тракторними агрегатами…….. 24
Висновки по розділу……. 25
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ…… 26
Висновки по розділу……. 28
Загальні висновки…….. 29
Список використаних джерел…….. 30

ВСТУП

В даний час завдання нарощення обсягів виробництва сільськогосподарської продукції можна вирішити шляхом створення нових енергонасичених тракторів. Основним напрямком удосконалення конструкцій сільськогосподарських тракторів на сьогодні залишається підвищення робочих швидкостей руху, які викликають виникнення підвищених коливальних процесів у системі «ґрунт – рушій – моторно-трансмісійна установка», що веде до зниження продуктивності та зростання витрати паливо-мастильних матеріалів (ПММ), а також до погіршення керованості, плавності ходу й стабільності виконання технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві.

Підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів (МТА), а також стабільності виконання технологічних операцій, зниження витрати ПММ безпосередньо пов’язані з покращенням плавності ходу. Без розробок спрямованих на покращення плавності ходу, неможливе подальше удосконалення існуючих й створення нових енергонасичених тракторів, які мають підвищені експлуатаційні властивості.

Одним із шляхів покращення плавності ходу є удосконалення конструкцій пружнодемпфірувального приводу, так як його установка трансмісії трактора дозволяє знизити величину зовнішніх впливів за рахунок раціонального вибору параметрів жорсткості та коефіцієнтів демпфінування, тим самим захистити двигун і трансмісію від динамічних навантажень, а також мінімізувати вертикальні прискорення остова. Таким чином, тема дослідження спрямована на покращення плавності ходу МТА за рахунок удосконалення пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс трактора та пошуку його раціональних параметрів, є актуальною.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ

1.1. Основні види коливань остова трактора й джерела їх виникнення, що впливають на плавність ходу машино-тракторного агрегату.

При русі трактора на його остов передаються поштовхи та удари від нерівної опорної поверхні, нерівномірності супротиву агрегатованих машин й роботи рушія, викликаючи коливання остова. Коливання остова порушують агротехнічні вимоги до технологічної операції (глибини обробітку ґрунту, закладення насіння та ін.), тягово-зчіпні властивості трактора, що негативно впливають на роботу механізмів, викликаючи їх передчасне зношування, а в деяких випадках навіть поломку, а також погіршують умови праці тракториста, що знижують його працездатність [8].

Поділ складного коливального руху остова трактора на окремі види дозволяє виділити й оцінити найбільш суттєві види коливань.

Остов трактора здійснює коливальні рухи, число видів яких досить значне. Для зручності аналізу коливань остова трактора необхідно представити їх у вигляді класифікації простих видів. Остов здійснює коливання вздовж трьох осей *OX*, *OУ* та *OZ*, а також кутові коливання по кожній осі (рис. 1.1).

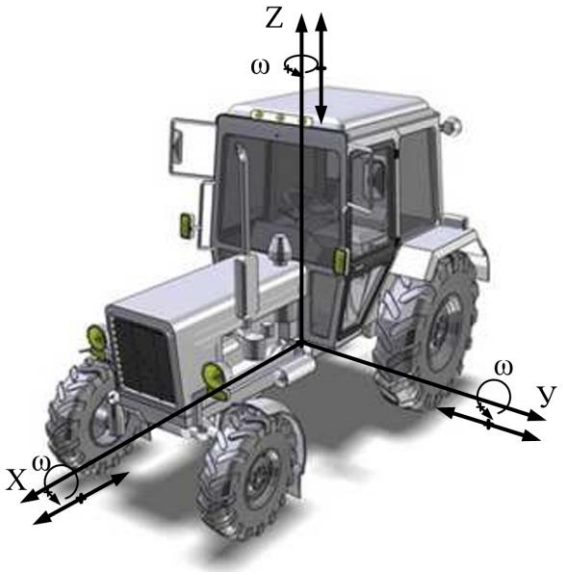


Рисунок 1.1 – Коливання трактора відносно осей *OX*, *OУ* та *OZ*

Всього налічується шість видів коливань:

1) поздовжні коливання, вісь *OX*;

2) вертикальні коливання, вісь *OZ* – підстрибування;

3) поперечні коливання, вісь *OY*;

4) поступально-поперечні переміщення відносно поперечної осі *OX*;

5) кутові поздовжні коливання відносно осі *OY*;

6) кутові бічні коливання щодо осі *OZ*.

При вивченні коливань їх необхідно розділяти на власні та вимушені.

Власні коливання здійснюються поодинокими нерівностями, мають певну частоту. Тому власна частота є однією із конструктивних параметрів покращення плавності ходу.

Що стосується вимушених коливань остова трактора, то вони виникають при русі трактора з агрегатом через неоднорідну структуру поверхності, різної щільності ґрунту та наявності нерівностей поля. При цьому вимушені коливання визначаються характером збурення та залежать від різних зовнішніх факторів (наприклад, профіль шляху, швидкість руху, тяговий опір та ін.).

Вимушені коливання трактора обумовлені впливом певних сил. Вони можуть бути прикладені до механічної системи та, які здійснювати коливання. Їх можна розбити на три групи [4]:

- збурювальні сили;

- пружні сили;

- сила опору (тертя).

На основі аналізу результатів опублікованих досліджень, що описують конструкції пружних приводів і амортизуючу здатність шин, можна зробити висновок про те, що головний вплив на плавність ходу та фізіологічний стан тракториста мають два види коливань: поступальні, вертикальні (підстрибування) та кутові поздовжні. Нехтування іншими видами коливань суттєво не позначиться на результаті оцінки плавності ходу. В той же час, це значно спрощує дослідження явищ і, зокрема, дозволяє звести завдання до плоскості, тобто розглядати коливання плоскої фігури, що має форму бічної проекції трактора в

одній вертикальній площині та збігається з поздовжньою плоскістю симетрії трактора [2]. Слід також враховувати, що механічну енергію коливального руху остова трактора зменшують сили опору, перетворюючи її на теплову. Сили опору спрямовані в бік, протилежний вектору швидкості, й дорівнюють деякою мірою швидкості [4].

В тракторних агрегатах діапазон частот досить широкий і відповідає коливанням обох видів. Найбільш шкідливий вплив на організм людини мають низькочастотні коливання, що виникають від нерівності шляху, а також від неврівноважених сил інерції двигуна.

У тракторів з колісними рушіями відсутні елементи підресорування ходової частини на відміну від гусеничних, в яких є каретка та візок, що сприяють покращенню плавності ходу. Із збільшенням базової довжини колісного трактора, на відміну від гусеничного трактора, коливання переднього та заднього мостів поділяються. Практично це означає, що при наїзді на нерівність переднім мостом, коливання над заднім мостом не відбуваються.

Найкраща плавність ходу спостерігається при коефіцієнті розподілу мас, близькому до одиниці. Якщо трактор не агрегатований із сільськогосподарськими машинами, то коефіцієнт розподілу мас виконує умову зв’язку коливання мостів. При агрегатуванні трактора з агрегатами момент інерції збільшується, а центр тяжіння зміщується ближче до заднього ведучого моста, що в свою чергу призводить до збільшення центру розподілу мас. Подальше покращення плавності ходу колісного трактора за схемою 4k2 можливе за рахунок незалежності кутових і вертикальних коливань остова [2]. Незалежність кутових і вертикальних коливань забезпечує коефіцієнт розподілення жорсткості. Поділ коливань між остовом і ведучим мостом підвищується завдяки збільшенню коефіцієнта розподілення жорсткості до одиниці за рахунок підресорування переднього моста. Якщо правильно підібрати жорсткість пружного елемента, можна забезпечити незалежність кутових та вертикальних коливань остова.

1.2. Вплив плавності ходу МТА на технологічні процеси в сільськогосподарському виробництві та основні експлуатаційні показники.

В сільськогосподарському виробництві головними процесами є технологічні, інші ж, в тому числі пов'язані з рухом машин, відносяться до допоміжних. Найчастіше технологічні процеси так тісно переплітаються і взаємодіють із допоміжними, що їх неможливо розділити.

Якість робіт, що виконуються механізмами, багато в чому зумовлена стабільністю технологічного процесу Для оранки, наприклад, показниками стабільності є рівномірність глибини обробітку грунту, постійність ширини захвату, однакове обертання ширини шару грунту та його розпушування за пройденим агрегатом шляху. Встановлено, що умови проростання насіння та розвиток кореневої системи рослин, об'єм передпосівного обробітку й схильність ґрунту до ерозії визначаються головним чином його кришенням і розпорошенням під час оранки, а також ступенем впливу на ґрунт ходових систем. Тому, найважливіша мета обробітку ґрунту – досягнення стану дрібнокомкуватості ґрунтового шару розміром від 0,5 до 5,0 мм.

Як показали дослідження, коефіцієнт опору ґрунту навіть на одній ділянці поля може змінюватися в широких межах внаслідок неоднорідності ґрунту за своїм складом, різною вологістю та у зв'язку з наявністю рослинних решток. Величина перерізу шару грунту також схильна до змін через ями, нерівність поля та бічні коливання агрегату. Так, наприклад, глибина оранки може відхилятися на 15% і більше середнього значення.

Машинно-тракторний агрегат в загальному випадку можна розглядати, як механічну систему, на яку при русі по полю безперервно діють впливи, обумовлені рельєфом поверхні поля $z_n\ (t)$ і опором $R\ (t)$ [2]. Характерною властивістю цих збурювальних впливів є те, що вони за своїми природними особливостями можуть бути віднесені до категорії випадкових впливів у ймовірно-статистичному сенсі. Змінюючись в часі безперервно, ці збурювальні впливи являють собою характерні випадкові процеси, вид яких можна отримати в результаті виміру профілю дороги експериментальним шляхом.

Дані досліджень про зміни тягового опору трактора в умовах експлуатації показали, що найбільшим є діапазон коливання опору на оранці. Із зростанням тягового опору агрегату, збільшуються і змінюються його абсолютні величини відносно середнього значення, які на оранці становлять 720-1090 кг.

Із зростанням швидкості руху змінюється не тільки величина абсолютного середнього тягового опору, але й при цьому зростає амплітуда та частота коливань тягового опору в часі, що спричинено впливом ударних впливів від нерівностей поверхні поля, а також зростанням показника динаміки коливань.

Виявлено, що при виконанні сільськогосподарських робіт діапазон ступеня нерівномірності коливань моменту опору МТА може бути значним: на оранці δ = 0,25-0,40 з періодом T = 0,2-2,0 с [2].

Різні зовнішні умови, а особливо стан польової поверхні, її мікронерівності, нерівномірності опору ґрунту та будь-які інші фактори супроводжують різну пробуксовку ведучих коліс трактора. При незначному буксуванні ведучих коліс трактора відбувається в основному деформація ґрунту, при якому його структурний склад практично не порушується. Збільшення буксування призводить до значного руйнування структури ґрунту [2]. Із зростанням робочих швидкостей колісних МТА, умови взаємодії ходової частини трактора з ґрунтом при одних і тих же значеннях буксування змінюються.

Результати випробувань [8] показують, що профілі полів і доріг, тяговий опір сільськогосподарських машин є випадковими процесами. Для зазначених процесів характерні низькочастотні спектри дисперсій, що не перевищують 5-6 Гц. Діапазон частот спектральної щільності суттєвим чином, залежить від швидкості руху агрегату. Наприклад, швидкість в інтервалі 5-7 км/год частота спектра лежить в діапазоні 1,5-2,5 Гц, а при швидкостях руху в інтервалі 15-18 км/год спектри, дисперсій ряду процесів, розтягуються до 4-5 Гц. У зв’язку з безперервним коливанням моменту опору руху, кутова частота колінчастого валу двигуна змінюється, що викликає безперервне коливання швидкості руху МТА [4]. Із зростанням швидкості руху сівалки від 4,5 до 9,5 км/год польова схожість насіння зменшується з 74,3 до 63,2 % [1]. Це пояснюється збільшенням нерівномірності глибини закладення насіння через збільшення вертикальних коливань трактора в складі МТА.

Дослідженнями науковців [3, 4] виявлено, що передача коливального навантаження від ведучих коліс трактора на колінчастий вал двигуна може викликати резонансні коливання не тільки валів трансмісії, а й остова.

Підвищення енергонасиченості тракторів призвело до значного збільшення резонансних коливань, як на трансмісії так, і остові, а відповідно й збільшення коливань МТА. Таким чином, підвищення робочих швидкостей та енергонасиченості колісних тракторів значно збільшує динамічні навантаження, як на трансмісію, так, і остов. При цьому підвищується ступінь нерівномірності сили тяги та швидкості руху МТА та збільшується руйнація ґрунту. Все це призводить до зниження продуктивності, збільшення при цьому витрати палива, а також погіршує якість виконання технологічної операції, яка виконується МТА.

Висновки по розділу

Таким чином, із проведених досліджень в даному розділі визначено, що зростання амплітуд коливань крутних моментів у трансмісії тракторних агрегатів викликає погіршення плавності їх ходу, що погіршує умови праці механізаторів й призводить до руйнування структури ґрунту, знижує продуктивність та погіршує технологічні показники обробітку ґрунту.

Введення пружних елементів ближче до приводу ведучих коліс МТА більш ефективно знижує, як динамічного навантаження в трансмісії, так, і коливань остова трактора. Проте, ще недостатньо вивчено вплив раціональної характеристики пружнодемпфірувального приводу на вертикальні коливання остова трактора.

РОЗДІЛ 2
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Математична модель визначення раціональних параметрів пружнодемпфірувального приводу та вертикальних прискорень остова трактора під час роботи у складі МТА.

В процесі роботи МТА на нього впливає безліч зовнішніх факторів, що призводять до зміни вертикальних навантажень на ходову частину та двигун. Це неоднорідності фізико-механічних властивостей оброблюваного грунту, нерівності дорожнього полотна, нерівномірність тягового опору з боку агрегатованої сільськогосподарської машини. Ці впливи носять випадковий характер і описуються випадковими функціями. Крім того, сам машино-тракторний агрегат, його двигун і трансмісія також генерують коливання інерційно-пружно-дисипативної системи.

Пружні елементи мають здатність накопичувати потенційну енергію. Пружні властивості мають всі пружинні елементи конструкцій та пневматичні шини коліс у радіальній та тангенціальній деформації.

Дисипативні елементи мають властивість дисипації (розсіювання) енергії. Розсіювання енергії відбувається за рахунок розсіювання тепла, викликаного силами внутрішнього тертя, що виникають від тертя сполучних поверхонь деталей конструкції або гідравлічним тертям (в’язкісним) об стінки гідросистеми внаслідок механічної роботи.

Щоб визначити вертикальні прискорення та динамічні навантаження в системі «двигун – трансмісія – ПДП – остов», розглянемо спрощену динамічну модель з ідеалізацією МТА. В цьому випадку, замість реального МТА приймається еквівалентна йому в динамічному відношенні розрахункова схема (фізична модель), до складу якої входять інерційні маси, що замінюють окремі обертальні та поступально рухомі маси тракторного агрегату, пружні елементи, що характеризують піддатливість деталей трансмісії [4].

Машино-тракторний агрегат є складною системою для аналізу, тому для її

спрощення наводять усі жорсткості пружних зв’язків. Моменти інерції та коефіцієнти демпфування зазвичай наводять до однієї ділянки, тобто до колінчастого валу двигуна.

Еквівалентна жорсткість (сумарна) трансмісії визначається з оберненої величини – піддатливості, яку визначають підсумовуванням піддатливості окремих елементів. Для цього наведену піддатливість кожного елемента визначають виразом його дійсної піддатливості на квадрати передавальних відношень редукторів, включених від елементів, що розглядаються до ділянки приведення. Приведення моментів інерції системи до колінчастого валу здійснюється за умови збереження кінетичної енергії приведеної маси в обертальний рух [6].

Для визначення демпфування в механічних системах зазвичай використовуються емпіричні результати, які засновані на спостереженні за затухаючими коливаннями [4, 5].

Основним завданням досліджень є обґрунтування раціональних параметрів пружнодемпфірувального приводу коліс. Пружний привід ведучих коліс характеризується:

- жорсткістю при крученні (або оберненою величиною піддатливості), що являє собою залежність відносного кута повороту, веденого та ведучого валів від крутного моменту;

- демпфуванням, тобто здатністю розсіювати енергію при деформації пружних елементів;

- енергоємністю, що являє собою роботу пружної деформації при дії крутного моменту.

Розробка математичної моделі МТА є складним завданням та неминуче пов’язана з ідеалізацією об’єкта, що вивчається. Так, як дослідження впливу ПДП в першу чергу пов’язано, з підвищенням плавності ходу й енергетичних властивостей агрегату та із зниженням динамічних навантажень на трансмісію і двигун трактора. Також слід зазначити, що плавність ходу включає наступні важливі показники, такі, як вертикальні прискорення та швидкості остова

трактора у складі МТА, частота та амплітуда коливань. Тому, для побудови математичної моделі приймемо наступні припущення [10].

1. Рух МТА відбувається на горизонтальній ділянці колії без від відхилень у поперечному напрямку.

2. Незалежно від конструкції трактора, все навантаження передається через ведучий міст.

3. Характеристики моментів на ведучих колесах приймаються однаковими.

4. Машино-тракторний агрегат працює в установленому режимі руху, при якому середнє значення лінійної швидкості є постійною величиною.

5. Крутний момент передається через півосі ведучих коліс.

6. Зчеплення не буксує.

7. Величини моментів на ведучих колесах приймаються однаковими.

8. Коливальні процеси в тракторі створюються лише нерівностями дороги та неоднорідностями фізико-механічних властивостей ґрунту.

На підставі прийнятих припущень для вирішення завдання з вибору раціональної характеристики пружнодемпфірувального приводу приймаємо в якості розрахункової динамічної моделі машино-тракторного агрегату еквівалентну їй чотирьох масову систему (Рис. 2.1).

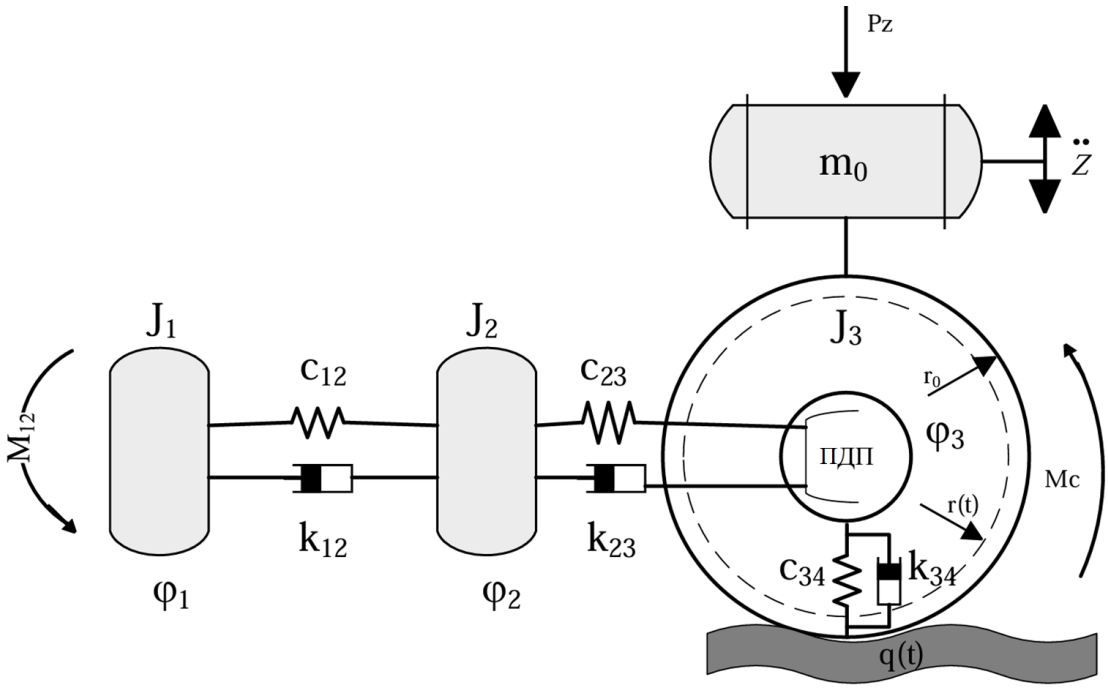


Рисунок 2.1 – Принципова схема машино-тракторного агрегату

J_1; J_2; J_3 – моменти інерції обертальних деталей двигуна, трансмісії, а також момент інерції коліс трактора та поступально рушійних мас агрегату;

m_o – маса остова над заднім колесом трактора;

C_{12}; C_{23}; C_{34} – жорсткість валів трансмісії; жорсткість пружнодемпфірувального елемента та шини рушія; а також жорсткість шини в радіальному напрямку;

k_{12}, k_{23}, k_{34} – коефіцієнт демпфування трансмісії; пружнодемпфірувального елемента та шини, коефіцієнт демпфування шин в радіальному напрямку;

ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 – кути повороту колінчастого валу двигуна; трансмісії та поступально рухомих мас агрегату;

M_{12} і M_c – відповідно крутний момент двигуна та момент зовнішніх опорів руху;

$\ddot{Z}$ – вертикальні прискорення остова трактора;

P_z – нормальне навантаження.

Оскільки, згідно з прийнятими припущеннями, фізична модель вертикальних прискорень остова трактора є лінійною, тому можемо застосувати принцип суперпозиції і вважати, що вертикальні прискорення остова $\ddot{Z}$ є сумою двох складових, обумовлених, як вертикальних прискорень остова трактора $\ddot{Z}_q$ від нерівності профілю шляху $q(s)$, так, і вертикальних прискорень остова трактора $\ddot{Z}_r$ від зміни радіуса колеса $r(t)$ пов'язаного з впливом змінного крутного моменту $M_k(t)$, прикладеного до осі колеса.

$$\ddot{Z} = \ddot{Z}_q + \ddot{Z}_r, \tag{2.1}$$

де $\ddot{Z}_q$ – вертикальні прискорення остова трактора від нерівності профілю шляху;

$\ddot{Z}_r$ – вертикальні прискорення остова трактора від зміни радіуса колеса;

При цьому приймемо, що зміна радіуса колеса від величини крутного моменту відбувається таким чином [1, 6]:

$$r(t) = r_0 - \gamma \cdot M_k(t), \tag{2.2}$$

де r_0 – радіус кочення колеса при M_k=0; γ – коефіцієнт кругової еластичності шини, що залежить від типу та конструкції шини.

Таким чином, рівняння динаміки для складової $\ddot{Z}_r$ виглядає так:

$$m_0 \frac{d^2 z_r}{dt^2} + k_{34} \frac{d(z_r - r(t))}{dt} + c_{34}(z_r - r(t)) = P_z. \tag{2.3}$$

Крутний момент, прикладений до осі колеса можна записати в такий спосіб:

$$M_k(t) = k_{23}\left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt}\right) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3). \tag{2.4}$$

У загальному випадку рівняння нашої моделі (2.4) є нелінійним. Тому, для лінеаризації рівнянь моделі, приймемо такі припущення.

Нехай момент на валу двигуна M_{12} є постійним, а момент опору на півосях є випадковою функцією часу, яку можна подати у вигляді суми двох складових:

$$M_c(t) = M_C^0 + \Delta M_C(t), \tag{2.5}$$

де $M_C{}^0$ – середнє значення крутного моменту навантаження, що не залежить від часу; $\Delta M_C(t)$ – відхилення моменту навантаження від середнього значення, що змінюється в часі.

Виходячи з того, що основним призначенням ПДП є зниження вертикальних прискорень остова трактора, то критерій ефективності ПДП може бути сформульований у такому вигляді: вибрати значення параметрів ПДП (коефіцієнта демпфування та коефіцієнта жорсткості) таким чином, щоб забезпечувалося виконання умови мінімізації вертикальних прискорень остова для відповідного режиму роботи трактора:

$$\Delta \ddot{z}_r(t) = \min. \tag{2.6}$$

З урахуванням виразу (2.6), умова мінімізації вертикальних прискорень остова трактора може зводиться до мінімізації спектральної дисперсії щільності вертикальних прискорень у деякому частотному діапазоні $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$, де значення спектральної щільності вертикальних прискорень $S_{\ddot{z}}(\omega)$ мінімальні:

$$D = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} S_{\ddot{z}}(\omega)\, d\omega = \min, \tag{2.7}$$

Задаючись основним набором режимів роботи трактора з агрегатом (оранка, культивація, транспортні роботи) можна побудувати універсальну робочу

характеристику жорсткості пружин ПДП.

Момент закрутки пружини ПДП визначається реальним моментом, прикладеним до ПДП, тобто моментом обертання на осі ведучого колеса M_k, який у нашій моделі може бути визначений як:

$$M_k = M_{12}^0 \cdot i_p, \tag{2.8}$$

де M_{12}^0 – встановлене (середнє) значення моменту обертання двигуна; i_p – передавальне число трансмісії на вибраній передачі.

Залежно від режиму роботи трактора та агрегату задаємося спектральною щільністю коливань крутного моменту на півосях трактора $S_м(\omega)$.

Сумарна жорсткість ПДП визначається як:

$$c_{ПДП} = \frac{c_{23} \cdot c_{34}}{c_{34} - c_{23}}. \tag{2.9}$$

Оскільки на кожній півосі ведучого колеса трактора знаходиться свій ПДП, то отримане (2.9) значення коефіцієнта жорсткості представляє собою еквівалентне значення коефіцієнта жорсткості двох паралельно увімкнених пристроїв. Таким чином, реальне значення коефіцієнта жорсткості ПДП визначається так:

$$c_p = 0,5 \cdot c_{ПДП} \cdot i_p^{\,2}, \tag{2.10}$$

З урахуванням виразів (2.8) та (2.10) реальний кут закрутки валу ПДП визначається як:

$$\varphi_z = \frac{M_k}{c_p}, \tag{2.11}$$

де M_k – реальне значення середнього моменту навантаження на півосях ведучих коліс трактор.

Основними вимогами, що висуваються до ПДП в нашому випадку, є:

• забезпечення мінімально можливого значення спектральної щільності $S_{\ddot{z}}(\omega)$ вертикальних прискорень остова трактора від коливань крутного моменту на півосях у заданому діапазоні частот;

• відсутність резонансних режимів (збіг максимальної гармоніки коливань

крутного моменту з власними коливаннями трансмісії та ПДП);

• забезпечення стійкості коливальної системи, що створена двигуном, трансмісією, ПДП та колесами трактора.

2.2. Результати дослідження впливу пружнодемпфірувального приводу на плавність ходу, продуктивність та паливну економічність.

Плавність ходу впливає на стабільність технологічних процесів, які мають важливе значення при обробітку культур та якості виконання технологічних операцій. Зовнішні умови нерівностей дроги та нерівномірності тягового опору агрегату, збільшують нерівномірність поступальної швидкості руху агрегату погіршуючи плавність ходу МТА та стабільність виконання технологічних процесів. Питання впливу плавності ходу агрегату на якість обробітку ґрунту, підвищення продуктивності та паливної економічності МТА набуває в наш час особливо важливого значення у зв’язку із зростанням потужності та швидкості руху МТА.

З метою виявлення ефективності впливу ПДП на найважливіші експлуатаційні показники трактора, його продуктивність та паливну економічність, випробування проводилися на оранці в складі МТА на базі трактора МТЗ-80.1 в агрегаті з плугом ПЛН-3-35.

Випробування МТА на базі МТЗ-80.1 з плугом ПЛН-3-35 проводились на стерні колосових культур, хороші погодні умови, дистанція заміру 100 м. Основні показники, що характеризують продуктивність та паливну економічність наведено в таблиці 2.1.

Випробування на стерні колосових показали, що МТА у складі трактора МТЗ-80.1 з плугом ПЛН-3-35 та пружнодемпфірувальним приводом на задніх колесах знижує буксування коліс та підвищує продуктивність на 10-12 % й знижує витрати палива 10-14 %.

В таблицях 2.2-2.3 за передачами в результаті випробувань трактора МТЗ-80.1 при роботі з плугом ПЛН-3-35 розраховані статистичні параметри, математичні очікування, середньоквадратичні відхилення, дисперсії, коефіцієнти

варіації для заміряних величин вертикального прискорення та коливань моментів опору.

Таблиця 2.1 – Результати випробувань на оранці МТЗ-80.1

№ п/п	МТА	Показники								
		Фон поля	Глибина обробітку	Вологість, твердість	Передача	V, км/год	δ, %	W, га/год	$G_т$, кг/год	$g_п$, г/кВт год
1.	МТЗ 80.1+ ПЛН З 35 (серійний)	Стерня колосових	23 см	17,2 %, 0,64 мПа	IV	8,3	14,6	0,87	19,2	22,12
					V	7,75	18,4	0,81	19,5	24,1
2	МТЗ 80.1 + ПЛН З 35 (ПДП)	Стерня колосових	23,2 см	17,2 %, 0,64 мПа	IV	9,37	13,1	0,98	16,6	16,9
					V	9,18	16,6	0,96	17,2	17,9

Таблиця 2.2 – Результати випробувань трактора МТЗ-80.1 під час роботи з плугом ПЛН З-35 на IV передачі

Статистичні параметри	Вертикальні прискорення остова, м/с		Коливання моменту на колесах, Нм	
	Серійний	Дослідний	Серійний	Дослідний
Математичні очікування	0,94 м/с	0,427 м/с	1,113 Нм	0,501 Нм
Середньоквадратичні відхилення	0,017 $м/с^2$	0,0075 $м/с^2$	0,034 $Нм^2$	0,015 $Нм^2$
Дисперсії	0,0003 $м^2/с^2$	0,000057 $м^2/с^2$	0,0011 $Н^2м^2$	0,00023 $Н^2м^2$
Коефіцієнти варіації	1,8%	1,76%	1,9%	3,0%

Таблиця 2.3 – Результати випробувань трактора МТЗ-80.1 під час роботи з плугом ПЛН 3-35 на V-передачі

Статистичні параметри	Вертикальні прискорення остова, м/с		Коливання моменту на колесах, Нм	
	Серійний	Дослідний	Серійний	Дослідний
Математичні очікування	0,95 м/с	0,426 м/с	1,113 Нм	0,511 Нм
Середньоквадратичні відхилення	0,00856 $м/с^2$	0,004 $м/с^2$	0,066 $Нм^2$	0,00952 $Нм^2$
Дисперсії	0,000073 $м^2/с^2$	0,00014 $м^2/с^2$	0,0044 $Н^2м^2$	0,000091 $Н^2м^2$
Коефіцієнти варіації	0,903%	0,91%	1,9%	1,86%

Коефіцієнт варіації не перевищує 3%, що говорить про достовірність вимірюваних параметрів.

За даними досліджень з використанням математичного пакета Matlab були отримані спектральні щільності, сумарних крутних моментів, тягових зусиль на гаку і вертикальних прискорень остова.

Результати випробувань показали, що з підвищенням швидкості руху МТА вхідні дії збільшуються й зміщуються в область більше високих частот. Установка газогідравлічного приводу (Рис. 2.2-2.3) на ведучих колесах трактора дозволяє знизити амплітуди коливань тягового навантаження на ведучих колесах й змістити їх у нижчий діапазон частот. Виникнення резонансних сплесків у діапазоні частот 2,0-3,5 Гц (12,56-21,98 $с^{-1}$) можна пояснити за рахунок збігу власних частот трансмісії та підвіски.

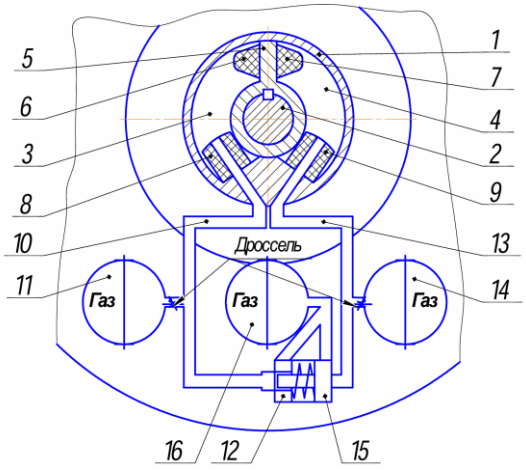


Рисунок 2.2 – Схема газогідравлічного приводу трактора МТЗ-80.1

На рис. 2.2 зображено схему газогідравлічного приводу трактора МТЗ-80.1 Привід колеса транспортного засобу включає маточину *1*, встановлену на підшипниках на ведучій осі колеса *2*. Внутрішня порожнина маточини розділена на дві камери *3* і *4* лопастю *5*. На робочих поверхнях лопасті *5* встановлені гумові підпори *6* та *7*, які взаємодіють з підпорами *8* і *9*, встановленими на внутрішніх поверхнях маточини. Камера *3* з'єднана магістраллю *10* з газогідравлічним акумулятором і гідроклапаном *12* зворотної дії. Камера *4* з'єднана магістраллю *13* з газогідравлічним акумулятором *14* і через гідроклапан *15* прямої дії з газогідравлічним акумулятором *16*. Робота приводу колеса транспортного засобу полягає в наступному. При русі трактора з місця лопасть *5* впливає на робочу рідину камери *3*, яка по магістралі *10* надходить до газогідравлічного акумулятора *11* і *16* через гідроклапан *12*. При цьому порожнина *4* заповнюється рідиною з газогідравлічного акумулятора *14*. При гальмуванні стискається акумулятор *14*, а потім відкривається гідроклапан *15* і надходить у газогідравлічний акумулятор 16, стискаючи газ у порожнині *11* і *16* (акумулюючи при цьому енергію тормозу). В момент розгону ведучий момент на осі колеса *2* і лопасті *5* зменшується в декілька разів, і робоча рідина, акумулюється в гідравлічних порожнинах газогідроакумуляторів *11* і *16* надходить в лопасть *3*, що підвищує розгін трактора з агрегатом. Під час роботи трактора з агрегатом даний привід дозволяє знижувати коливання крутного моменту ведучої півосі, за рахунок демпфування коливань у газогідроакумуляторах *11*, *16*, та *14* [5].



Рисунок 2.3 – Газогідравлічний привід на ведучих колесах

На рис. 2.3-2.4 показані спектральні щільності вертикальних прискорень остова отриманих при роботі МТА на оранці з агрофоном стерня колосових.

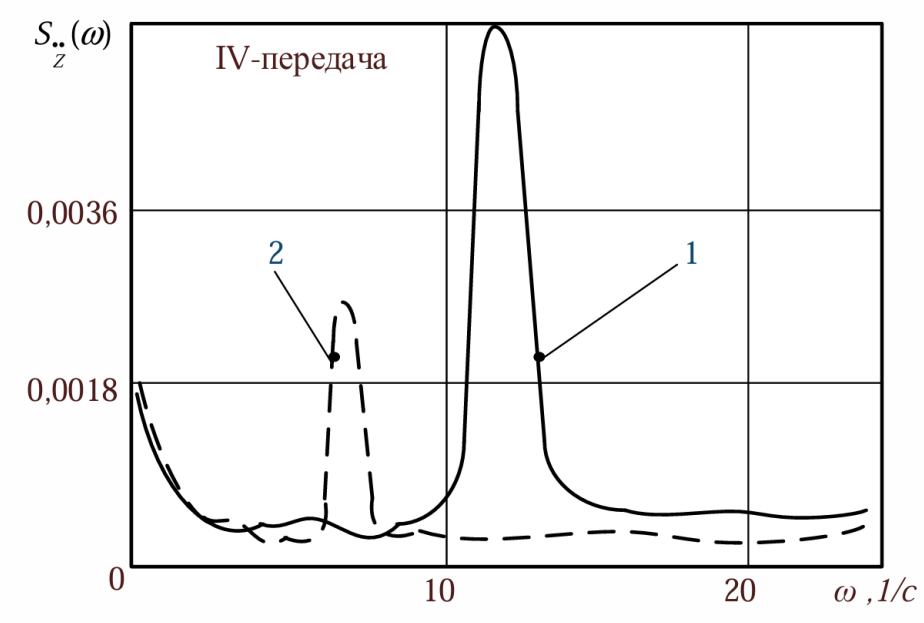


Рисунок 2.3 – Нормована спектральна щільність вертикальних прискорень остова під час руху трактора МТЗ-80.1 на оранці з плугом ПЛН-3 35 експериментальні криві (1-жорсткий привід, 2-ПДП)

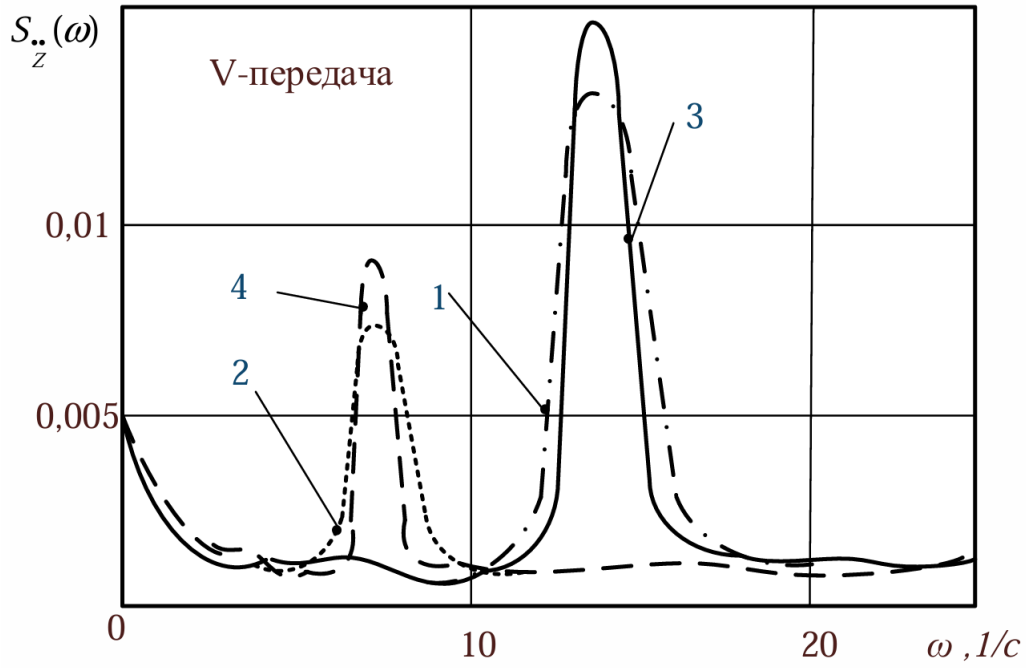


Рисунок 2.4 – Нормована спектральна щільність вертикального прискорення остова під час руху трактора МТЗ-80.1 на оранці з плугом ПЛН-3-35 експериментальні криві (1-жорсткий привід, 2-ПДП), теоретичні криві (3-жорсткий привід, 4-ПДП)

З рисунків видно, що із серійним приводом лінія 1, амплітудні максимуми коливання знаходяться на частоті 2,34 Гц (14,7 $с^{-1}$), а з пружнодемпфірувальним приводом лінія 2, амплітудні максимуми зрушені в нижчу область частот 1,25 Гц (7,85 $с^{-1}$), при цьому за рахунок пружних та дисипативних властивостей приводу вдалося знизити амплітуду коливань крутних моментів в середньому на 50%, а амплітуду вертикального прискорення на 65%.

Розбіжність теоретичних та експериментальних досліджень по вертикальних прискореннях становить 8-16%.

Підвищення амплітуд коливань динамічної системи МТА обумовлено резонансними сплесками, в основному від нерівномірності тягового навантаження на гаку трактора та нерівностей дороги.

Підвищення амплітуди коливань навантаження на гаку МТА негативно впливає на плавність ходу, це пояснюється тим, що відбувається збільшення деформації шини в тангенціальному та радіальному напрямках. В момент пробуксування коліс трактора деформовані шини різко збільшують радіус коліс, що спричиняє вертикальне прискорення заднього моста. Під час вертикального переміщення моста зчеплення з ґрунтом зменшується, а кутова швидкість коліс із зменшенням навантаження на двигун зростає і таким чином, з більшим ступенем стискає шину в контакті з дорогою, далі процес розвитку вертикальних коливань повторюється з поступовим наростанням амплітуд, а із збільшенням швидкості суттєвого значення набувають нерівності дороги.

Таким чином, встановлення ПДП при виконанні робіт на оранці зміщує максимуми амплітуди коливань зовнішніх впливів із зони високих частот 2,0-3,0 Гц у зону нижчих 0,2-1,9 Гц та знижує дисперсії амплітуд коливань вертикальних прискорень і тягового зусилля на гаку в середньому на 50%.

Висновки по розділу

Таким чином, розроблено математичну модель руху колеса через криволінійну перешкоду, що визначає вертикальне прискорення колеса трактора з

пружнодемпфірувальним приводом, де підтверджується ефективність використання газогідравлічного пружнодемпфірувального приводу.

На підставі результатів досліджень виявлено позитивний вплив ПДП на експлуатаційні показники МТА. Обладнаний запропонованим ПДП МТА, на оранці знижує буксування коліс на 10-12% і витрата палива на 10-14% та підвищує виробництво на 10-12%.

Також при роботі на оранці частотний спектр зміщується в нижчу область – 1,25 Гц (7,85 $с^{-1}$). Амплітуди коливань крутних моментів на ведучих колесах знижуються в середньому на 50%, а вертикальних прискорень остова трактора – на 60-65%.

РОЗДІЛ 3
ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Організація охорони праці у фермерських господарствах.

Організація охорони праці у фермерських господарствах – це комплекс заходів із безпеки, що включає розробку інструкцій, навчання персоналу, проведення інструктажів та контроль за використанням засобів індивідуального захисту. Згідно із Законом України «Про охорону праці» [9], керівник фермерського господарства відповідає за створення безпечних умов праці, а при наймі працівників зобов'язаний створити службу охорони праці або призначити відповідальну особу.

Основні складові організації охорони праці в ФГ:

1) Розробка наказів, положень, правил внутрішнього розпорядку, інструкцій з ОП для кожного виду робіт (рослинництво, тваринництво, робота з технікою, пестицидами).

2) При чисельності 50 і більше осіб – створюється служба з охорони праці. Менше 50 осіб – функції виконують особи за сумісництвом, що мають відповідну підготовку. Менше 20 осіб – можуть залучатися сторонні спеціалісти на договірних засадах.

3) Проведення вступного, первинного, повторного, позапланового та цільового інструктажів.

4) Забезпечення справності сільськогосподарської техніки, наявність заземлення, захисних кожухів.

5) Облаштування місць зберігання паливо-мастильних матеріалів та пожежних щитів.

6) Організація обов'язкових медоглядів для працівників, зайнятих на важких та небезпечних роботах.

Фермерське господарство повинно забезпечити працівників спецодягом, спецвзуттям та іншими засобами індивідуального захисту. Всі роботи мають

проводитися відповідно до «Правил охорони праці у сільськогосподарському виробництві».

3.2. Заходи з охорони праці під час роботи з машино-тракторними агрегатами.

Охорона праці при роботі з машино-тракторними агрегатами (МТА) передбачає обов’язковий інструктаж, справність техніки, використання захисних огорож та заборону обслуговування працюючих механізмів. Основні заходи включають щозмінне технічне обслуговування (перевірка двигуна, гальм, керма, гідросистеми), роботу на справній техніці, наявність блокування запуску двигуна при ввімкненій передачі та використання засобів індивідуального захисту.

Основні вимоги безпеки при роботі з МТА:

- До роботи на тракторах допускаються особи, що пройшли навчання, медичний огляд та інструктаж з охорони праці.
- Регулювання, навішування та очищення робочих органів здійснювати тільки при зупиненому двигуні.
- Експлуатація машин без захисних кожухів на рухомих елементах заборонена.
- Заборонено переходити з трактора на причіпні машини під час руху.
- Заборонено сідати або стрибати з агрегату на ходу, перебувати на крилах, підніжках.
- Не робити крутих поворотів на косогорах.
- Причіпні пристрої повинні бути зашплінтовані.
- Не допускати роботи з витоками пального чи оливи, не палити біля паливних баків, мати справний вогнегасник.

Після роботи опустити навісні машини, загальмувати трактор, вимкнути запалювання.

Організаційні заходи з ОП:

- Проведення первинного та періодичних інструктажів на робочому місці.

- Забезпечення трактористів спеціальним одягом та засобами індивідуального захисту.

- Облаштування спеціальних майданчиків для технічного обслуговування МТА.

Висновки по розділу

Таким чином, в даному розділі нами наведено організацію охорони праці у фермерських господарствах та основні заходи з охорони праці при роботі з машино-тракторними агрегатами, дотримання яких убезпечує обслуговуючий персонал від виробничого травматизму на робочому місці.

РОЗДІЛ 4
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ

Метою економічного обґрунтування є визначення економічної ефективності використання пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс трактора МТЗ-80.1 при роботі у складі різних агрегатів під час виконання різних видів сільськогосподарських робіт.

Економічна оцінка була проведена відповідно до методики наведеної в [12]. Розрахунок економічної ефективності виконано на підставі техніко-економічних показників, середньостатистичних даних відносно річної зайнятості трактору МТЗ-80.1 з врахуванням результатів проведених випробувань. Розрахунок виконаний у цінах, що склалися на початок 2025 року. Відомо, що колісні універсально-просапні трактори в середньому до 60% робочого часу зайняті на транспортних роботах, 25% – на просапних роботах та 15% – на інших видах робіт. За нормативами річне завантаження трактора МТЗ-80.1 складає 1960 годин. З метою виявлення ефективності впливу пружнодемпфірувального приводу на найважливіші експлуатаційні показиники були проведені порівняльні випробування. За результатами досліджень встановлено, при застосуванні ПДП ведучих коліс трактора МТЗ-80.1 на оранці продуктивність його підвищується на 10-12%, а витрата палива знижується на 10-14%. Вихідні дані для оцінки проекту (вартість машини та переобладнання) наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для економічної оцінки

№ п/п	Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
1.	Балансова вартість трактора МТЗ 80.1, грн.	862920	901586,9
2.	Балансова вартість плуга ПЛН 3-35, грн.	64800	64800
3.	Додаткові капіталовкладення, грн.	-	48386,9
Вихідні дані для роботи на оранці з плугом ПЛН-3-35			
4.	Річне завантаження МТЗ-80.1, м-год.	1960	1960
5.	Питома витрата палива, г/кВт год.	220	189,2
6.	Годинна витрата палива, кг/год.	7,7	6,622

Продовження таблиці 4.1

7.	Годинне напрацювання, у.о. га/год.	0,5	0,555
8.	Річне напрацювання, у.о. га	980	1087,8
Загальні вихідні дані			
9.	Годинна ставка оплати праці, грн./люд.-год.	45	45
10.	Норми експлуатаційних витрат на плуг ПЛН -3-35	12,5	12,5
11.	Відрахування на ТО, ремонт та заміну шин, %	14	14
12.	Комплексна ціна на паливо, грн./кг	60	60
13.	Процентна ставка за кредитами банку, %	18	18

За нашими розрахунками вартість пневмогідравлічного пружного елемента, встановленого на трактор, становить 48386,9 грн.

Суму експлуатаційних витрат розраховували за формулою:

$$I=З+П+Рт+Ам, \tag{4.1}$$

де I – сума експлуатаційних витрат, грн.; $З$ – оплата праці обслуговуючого персоналу, грн.; П – вартість паливо-мастильних матеріалів або інших енергоносіїв, грн.; $Рт$ – витрати на технічне обслуговування, капітальний та поточний ремонт, заміну шин та зберігання, грн.; $Ам$ – витрати на реновацію (амортизаційні відрахування), грн.

Економічний ефект за термін експлуатації визначався за формулою:

$$Pr = E u_c \times \frac{(1+NS)^T - 1}{NS}, \tag{4.2}$$

де NS – коефіцієнт, що відображає облікову річну ставку відсотка за кредитами банку чи вкладом у банк; Т – термін служби об’єкта, років.

Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень визначався таким чином:

$$E_t = \sqrt[t]{\frac{\mathrm{P}_t}{C_{ПДП}}} - 1, \tag{4.3}$$

де E_t – річний коефіцієнт ефективності капіталовкладень; P_t – економічний ефект за термін служби об’єкта, грн.; $C_{ПДП}$ – вартість пружнодемпфірувального приводу.

Термін окупності капіталовкладень визначається за такою формулою:

$$T_{ок} = \frac{-\ln(1 - \frac{C_{пдп} \times NS}{Eиг})}{\ln(1 + NS)}. \quad (4.4)$$

Доцільним є розрахунок економічної ефективності застосування пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс на тракторі МТЗ-80.1 в агрегаті з плугом ПЛН-3-35 (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Економічна ефективність застосування пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс трактора МТЗ-80.1 в агрегаті з ПЛН-3.35

№ п/п	Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
1.	Балансова вартість трактора МТЗ-80.1, грн.	862920	901586,9
2.	Додаткові капіталовкладення, грн.	-	48386,9
3.	Річне завантаження МТЗ-80, м-год.	1960	1960
4.	Годинне напрацювання, у.о. га/год.	0,5	0,555
5.	Річне напрацювання, у.о. га	980	1087
6.	Годинна витрата палива, кг/год.	7,7	6,62
7.	Питома витрата палива, г/кВт год.	220	189
8.	Економічний ефект за рік, грн.	-	177405
9.	Економічний ефект за термін експлуатації, грн.	-	3664245,6
10.	Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	-	6,23
11.	Термін окупності, років	-	0,29

З таблиці бачимо, що річний економічний ефект від впровадження пропонованої розробки в складі МТА і ПЛН-3.35 становить 3664245,6 грн., а термін окупності капітальних вкладень – 0,29 року, тобто близько пів року, що нижче за термін служби трактора.

Висновки по розділу

Таким чином, нами проведена техніко-економічна оцінка проектної розробки, пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс трактора МТЗ-80.1. В результаті розрахунків визначено, що економічний ефект від її впровадження становить 3664245,6 грн., а термін окупності капітальних вкладень – 0,29 року.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Таким чином, підсумовуючи проведені дослідження в даній роботі та отримані результати ми зробили наступні загальні висновки:

1) Із збільшенням швидкості руху трактора погіршуються умови роботи тракториста, техніко-економічні показники використання МТА, а також якість виконання технологічних процесів в сільськогосподарському виробництві. Для усунення зазначених недоліків необхідно покращити плавність ходу МТА за рахунок застосування газогідравлічного ПДП ведучих коліс тракторів.

2) На підставі результатів експериментальних досліджень виявлено позитивний вплив ПДП на експлуатаційні показники МТА. Обладнаний запропонованим ПДП МТА, на оранці знижує буксування коліс на 10-12% і витрата палива на 10-14% та підвищує виробництво на 10-12%.

3) В розділі охорони праці наведено основні правила організації охорони праці у фермерських господарствах та визначено основні заходи щодо техніки безпеки при роботі з машино-тракторними агрегатами обслуговуючим персоналом, дотримання яких попереджає виробничий травматизм.

4) Виконані розрахунки техніко-економічної оцінки проекту. В результаті яких визначено, що економічний ефект від впровадження пружнодемпфірувального приводу ведучих коліс трактора МТЗ-80.1 в агрегаті з ПЛН-3.35, становить становить 3664245,6 грн., а термін окупності капітальних вкладень – 0,29 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агєєв Л.Б. Основи розрахунку оптимальних та допустимих режимів роботи машинно-тракторних агрегатів. Київ : Вища школа, 1978. 294 с.

2. Бабанін М.В. Покращення плавності ходу машино-тракторного агрегату на базі трактора класу 1,4 з пружнодемпфірувальним приводом на ведучих колесах. *Сучасні проблеми науки та освіти*. 2015. № 2. С. 100–106.

3. Барський І.Б. Максимальні динамічні навантаження у трансмісії колісних тракторів. *Трактори та сільгоспмашини*. 1995. № 4. С. 56–58.

4. Бідерман В.Л. Теорія механічних коливань. Київ : Вища школа. 1990. 408 с.

5. Борисов С. Г. Про застосування гідродинамічних трансформаторів у трансмісіях сільськогосподарських тракторів. *Трактори та сільгоспмашини*. 1991. № 9. С. 8–11.

6. Гамаюнов П.П. та ін. Методика експериментальних досліджень тракторно-транспортного агрегату з пружнодемпфірувальним тягово-зчіпним пристроєм. *Проблеми економічності та експлуатації автотракторної техніки*. 2014. С.34–35.

7. Гамаюнов П.П., Алексєєв С.О. Оптимальне керування параметрами пружнодемпфірувального тягово-зчіпного пристрою. *Трактори та сільгоспмашини*. 2009. № 7. С.30–31.

8. Жутов О.Г. Формування навантаження на гаку в залежності від моменту опору. *Трактори та сільгоспмашини*. 2013. № 2. С. 24–25.

9. Закон України «Про охорону праці». URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text. (Дата звернення: 22.01.2026).

10. Кравченко В.О. Математична модель машино-тракторного агрегату з ПДП у трансмісії трактора. *Трактори та сільгоспмашини*. 2014. № 103. С.251–261.

11.Пушка О.С., Войтік А.В., Ковальчук Ю.О. Інструктивно-методичні матеріали до виконання дипломних проектів студентами спеціальності 208

«Агроінженерія» першого освітнього рівня (бакалаврського). Умань : УНУС, 2020. 27 с.

12. Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.

13. Wong J.Y. Performance of the Air-cushion Surface-contacting Hybrid Vehicle for Overland operation. Proceedings of the institution of Mechanical Engineers. 1992. VOL. 186.