

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення трансмісії трактора розробкою пневмогідравлічної
муфти зчеплення»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Романченко В.М.

(ПІБ)

Виконав

Трохименко Владислав Андрійович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

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

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Трохименко Владислав Андрійович

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення трансмісії трактора розробкою пневмогідравлічної муфти зчеплення»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості трансмісійних установок тракторів універсально-просапних та загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

1. Аналіз робіт щодо підвищення ефективності енергонасичених МТА конструкторськими змінами у силовому приводі

2. Вибір і розрахунок параметрів пружного елемента планетарної муфти зчеплення

3. Шляхи реалізації виявлених властивостей планетарної пневмогідравлічної муфти зчеплення на сільськогосподарських тракторах

4. Техніко-економічна оцінка ефективності конструкції

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Романченко В.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Трохименко В.А.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 59 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 10 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Покращення трансмісії трактора розробкою пневмогідравлічної муфти зчеплення».

Для ефективного зниження динамічних навантажень у трансмісії МТА колісного трактора розроблена планетарна муфта зчеплення з пневмогідравлічним пружним елементом, яку можна встановлювати на трактор серійного виробництва з певною корекцією передаточних чисел коробки перемикачів передач.

Теоретичне дослідження математичної моделі дозволило встановити оптимальні параметри пневмогідравлічного пружного елемента. Для досліджуваних машинно-тракторних агрегатів при роботі двигуна на номінальному навантаженні максимальний об'єм газового простору ПГА виявився рівним трьом літрам (при початковому тиску 0,1 МПа).

У результаті техніко-економічного аналізу встановлено, що річний економічний ефект від застосування планетарної муфти зчеплення з пневмогідравлічним пружним елементом становить 77361 грн на один трактор. Термін окупності капітальних вкладень – 0,15 року.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат; трансмісія трактора; планетарна муфта зчеплення; пневмогідравлічний пружний елемент; динамічні навантаження; математична модель; газовий простір; коробка перемикачів передач; техніко-економічна ефективність; економічний ефект.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБІТ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОНАСИЧЕНИХ МТА КОНСТРУКТОРСЬКИМИ ЗМІНАМИ У СИЛОВОМУ ПРИВОДІ	8
1.1. Про характер динамічних навантажень трансмісій і ходової системи сільськогосподарських тракторів	8
1.2 Умови роботи МТА на підвищених швидкостях.....	14
1.3 Вплив змінного навантаження на тягові властивості МТА.....	17
1.4 Способи підвищення енергетичних показників енергонасичених тракторів .	19
РОЗДІЛ 2 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА ПЛАНЕТАРНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ.....	27
2.1 Опис запропонованої конструкції з пневмогідравлічним пружним елементом	27
2.2 Методика розрахунку оптимальної жорсткості пневмогідравлічної планетарної муфти зчеплення.....	28
2.3 Обґрунтування конструктивних розмірів пневмогідравлічних акумуляторів планетарної муфти зчеплення.....	33
2.4 Навантажувальна характеристика пневмогідравлічної планетарної муфти зчеплення.....	36
2.5 Числовий аналіз теоретичних положень щодо МТА з колісним трактором МТЗ-80	40
РОЗДІЛ 3 ШЛЯХИ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИЯВЛЕНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОЇ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ НА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРАХ.....	42
3.1 Про режими навантаження муфти при зміні технологічних операцій, що виконуються МТА	42
3.2 Способи регулювання ПГА відповідно до виконуваної технологічної операції (режиму навантаження МТА)	43

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ	
КОНСТРУКЦІЇ	47
ВИСНОВКИ.....	55
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	56
ДОДАТКИ.....	58

ВСТУП

Результати господарської діяльності підприємств АПК за останні роки не відповідають вимогам продовольчої безпеки країни. Однією з головних складових сформованого критичного становища в сільському господарстві є ситуація в технічній сфері АПК і насамперед у тракторобудуванні, тому в сучасних умовах необхідні дослідження, спрямовані на вдосконалення конструкцій сільськогосподарських тракторів.

Упровадження новітніх досягнень науки, техніки та передових технологій має важливе значення для підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва. Основним завданням при розробленні нової системи машин для сільськогосподарського виробництва є збільшення їх продуктивності, зниження витрати палива на різних видах робіт, а також мінімізація негативних наслідків взаємодії рушіїв із ґрунтом.

Ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів суттєво впливає на врожайність сільськогосподарських культур. У процесі підготовки ґрунту, сівби, догляду за рослинами та збирання врожаю сумарна площа слідів рушіїв удвічі перевищує площу польової ділянки, при цьому лише 10...15% її площі не зазнає ущільнення. Із зростанням щільності ґрунту його опір обробітку підвищується на 25%, посилюється нестабільність навантаження МТА.

Коливання гакового навантаження колісного трактора, зумовлені неоднорідністю ґрунту та багатьма іншими факторами, спричиняють зростання коефіцієнта буксування, зниження швидкісного режиму, збільшення витрати палива, підвищення динамічних навантажень на трансмісію та двигун, а отже, зменшують продуктивність і знижують довговічність деталей та вузлів.

Для захисту трансмісії від коливань, що виникають у системі «двигун – трансмісія», застосовують спеціальні демпфувальні пристрої, характерною особливістю яких є наявність пружного елемента, який забезпечує зменшення власних частот коливань силової передачі в необхідних межах.

Вплив пневмогідравлічного пружного елемента на експлуатаційні показники колісного трактора класу 14 кН відображено в роботах [1, 5], які

підтверджують, що застосування пружних елементів у приводі ведучих коліс трактора підвищує продуктивність машинно-тракторного агрегату на 16%, а питомі витрати палива знижуються на 16%.

Одним із перспективних шляхів вирішення цього завдання є введення пружних ланок у трансмісію трактора. Пружний елемент у трансмісії трактора амортизує дію поштовхів, захищаючи тим самим двигун трактора від значних динамічних навантажень. Позитивний вплив пружних елементів у приводі ведучих коліс трактора широко представлений у роботах [1, 6, 10]. Також вивчено питання застосування пружних пристроїв у навісці машинно-тракторних агрегатів та їх вплив на динамічну навантаженість під час виконання технологічних процесів.

Вплив пружних елементів у початковій ланці механічної трансмісії (муфті зчеплення) на роботу машинно-тракторних агрегатів вивчений недостатньо. При цьому постає важлива проблема поєднання пружних приводів із гасниками коливань, тобто застосування пружних приводів із додатковим демпфуванням. Це дає змогу суттєво підвищити надійність і довговічність машин, рівномірність швидкості руху енергонасичених МТА. Тому з точки зору поліпшення роботи двигуна та механізмів трансмісії значний інтерес становить питання того, наскільки пневмогідравлічні пружно-демпфувальні елементи силової передачі гасять коливання на валах трансмісії й обмежують їх передачу на двигун, а також як це впливає на виконання технологічних процесів МТА.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБІТ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОНАСИЧЕНИХ МТА КОНСТРУКТОРСЬКИМИ ЗМІНАМИ У СИЛОВОМУ ПРИВОДІ

1.1. Про характер динамічних навантажень трансмісій і ходової системи сільськогосподарських тракторів

Нині підвищення робочих швидкостей є одним із основних шляхів збільшення продуктивності машинно-тракторних агрегатів. Із зростанням робочих швидкостей збільшуються нерівномірності тягового зусилля та сил опору пересуванню, що негативно впливає на показники роботи двигуна, призводить до значного зменшення коефіцієнта завантаження та сприяє збільшенню зношування всіх механізмів машинно-тракторного агрегату [2].

Академік В.П. Горячкін зазначав, що «землеробська механіка являє собою надзвичайно благодатний ґрунт для всілякого роду коливань» [4]. Вказуючи на велике різноманіття сільськогосподарських машин і способів руху, роботи та відмінність навантажень, учений висуває поняття «про імпульс (живий поштовх) на перше місце». Змінний характер тягового опору машин і знарядь, що використовуються у сільськогосподарському виробництві, відзначається у багатьох його роботах.

Дослідження закономірностей зміни сил опору дає уявлення про основні збурювальні впливи, яких зазнає трактор у процесі експлуатації, і дозволяє намітити шляхи підвищення експлуатаційних показників [4, 6].

Під час роботи трактора у сільськогосподарському виробництві навантаження на його гаку безперервно коливається, змінюючись за амплітудою та частотою [9].

В роботах [3, 4, 6, 7] досліджувався характер навантаження на гаку, ведучих колесах і колінчастому валу двигуна під час роботи трактора у виробничих умовах. Зняті осцилограми показують, що крива зміни кожного силового параметра має форму, яка складається з кількох складових, що мають періодичний характер і відрізняються одна від одної величинами своїх періодів

або частот. Виділено п'ять складових у кривих зміни силового параметра. Усі складові, безсумнівно, впливають на процеси виникнення крутильних коливань і втомну міцність окремих деталей силової передачі та двигуна [4].

Автор роботи [10] започаткував дослідницькі роботи з вивчення впливу неусталеного навантажувального режиму на економічні та експлуатаційні показники трактора.

Досліджуючи роботу двигуна у змінному навантажувальному режимі, він виявив, що «неусталений характер навантажень при роботі на безрегуляторній гілці викликає відхилення кутової швидкості до 11%». Зниження потужності двигуна в умовах реального навантаження пояснюється наявністю у регулятора певної зони нечутливості, що викликає деяке запізнення у зміні крутного моменту двигуна при зміні моменту опору.

Робота МТА в умовах змінного навантажувального режиму вивчалася багатьма дослідниками. В роботах багатьох із них містяться аналогічні висновки за результатами експериментальних досліджень.

Неусталений навантажувальний режим суттєво впливає на величину коефіцієнта завантаження двигуна, і тому навантаження тракторного двигуна неможливо довести до потужності понад 75...80% від номінальної. Проведено порівняльні випробування двигуна на стаціонарі та в польових умовах [1]. Ефективна потужність двигуна при неусталеному навантаженні зменшується порівняно зі стаціонаром: на оранці – на 13,5%, при боронуванні – на 7%, при буксируванні комбайна – на 12,5...18%.

Автор роботи [5] досліджував тягово-економічні показники колісного трактора при неусталеному навантаженні. Результати досліджень вказують на погіршення тягово-динамічних показників колісного трактора в умовах змінного режиму навантаження. Зниження продуктивності агрегату в зазначених умовах досягало 20...30%, а витрата пального збільшувалася на 15...25%.

Однак відомостей про зміну індикаторних, потужнісних та економічних показників двигунів, що працюють у режимі неусталеного навантаження, недостатньо для оцінки тягових показників трактора в цілому, оскільки у процесі

поступального руху самохідної машини, окрім рушіїв, бере участь велика кількість ланок (інерційні маси та пружні елементи трансмісії), які значно впливають на характер руху машини. Не враховувати параметри зазначених елементів динамічної системи трактора не можна, оскільки це призводить до досить грубих наближень.

В роботі [8] піднімаються теми, присвячені вдосконаленню швидкісних тракторів, зокрема колісних. Одна з них передбачає створення механізму навіски тракторів із пружним горизонтальним зв'язком, характеристика якого не дозволить коливанням гакового навантаження посилюватися зі зростанням робочої швидкості. Встановлення у зазначеному механізмі горизонтального пружного елемента пов'язане з прагненням не порушувати якість обробітку ґрунту за глибиною знаряддями, навішеними на трактор.

Механізм навіски з пружним горизонтальним зв'язком є ізолятором для всіх механізмів трактора і ґрунту від коливань гакового зусилля. Ще одна робота присвячена розробці пружного зв'язку ведучих коліс з осями трактора, що забезпечує захист від коливань гакового зусилля трансмісії та двигуна.

Нарешті, дуже важливою є робота з удосконалення системи регулювання сільськогосподарських дизельних двигунів. Вона присвячена розробці двопараметричної автоматичної системи регулювання паливоподачі, здатної забезпечити сталість частоти обертання двигуна при зростанні навантаження до номінального значення. Така система регулювання дозволить зменшити коливання швидкості руху, а отже, і величини прискорень. Усе це сприятиме меншому руйнуванню ґрунту, знизить коливання гакового зусилля.

На негативний вплив неусталеного режиму на показники роботи машинно-тракторного агрегату звернули увагу в роботах [9, 14], автори яких досліджували вплив пружних властивостей силової передачі та зчіпки на зміну експлуатаційних параметрів. В [11, 16] вказується на те, що зменшення амплітуди коливань силової передачі веде до зменшення буксування ведучих коліс трактора.

Отримані дані у роботі [8] показують, що буксування колісного трактора при роботі в неусталеному навантажувальному режимі значно вище, ніж при стабільному навантаженні за інших рівних умов.

Зазначимо, що при середньому значенні тягового зусилля 10 кН збільшення буксування становить 4,7%. Як зазначалося у роботах [2, 7], зміна нерівномірності руху впливає на значення втрат на самоперекочування трактора, а отже, і на інші показники роботи машинно-тракторного агрегату. Автор роботи [11] досліджував вплив нерівномірності тягового опору на показники роботи гусеничного трактора. Відзначається, що зі збільшенням ступеня нерівномірності потужність, яка витрачається на перекочування трактора, збільшується.

Буксування при неусталеному навантаженні досліджувалося [12]. У роботі відзначається, що зі збільшенням амплітуди та частоти коливань навантаження на гаку коефіцієнт буксування збільшується. Помічено зміну поступальної швидкості руху при виконанні різних видів сільськогосподарських робіт, коливання поступальної швидкості руху сприяє збільшенню буксування та руйнуванню ґрунту.

Залежність буксування від швидкості руху при роботі з навісним і причіпним плугами досліджувалася [7]. Автор отримав у своїх дослідженнях збільшення коефіцієнта буксування зі зростанням швидкості та пояснив це збільшенням тангенціальної деформації шини внаслідок зростання дотичної сили тяги, зростанням абсолютних показників нерівномірності досліджуваних процесів.

Великий інтерес з точки зору впливу неусталеного режиму на експлуатаційні показники машинно-тракторного агрегату становить робота [17]. Досліджуючи буксування колісного трактора класу 14 кН, автор зазначає, що однією з причин зростання буксування зі збільшенням робочої швидкості при постійному значенні середнього гакового навантаження є збільшення абсолютних показників нерівномірності моменту на ведучих колесах, а також тягового зусилля трактора.

Дослідженню впливу пружин, встановлених між трактором і причіпною машиною, присвячені роботи П.М. Василенка [2, 6]. В експериментальній частині роботи досліджувалися значення тягових зусиль на оранці при з'єднанні знаряддя і трактора пружинами з різними характеристиками. Таке з'єднання трактора і сільськогосподарського знаряддя призвело до значної зміни величин тягових зусиль.

Автор роботи [13] у своїх дослідженнях розглядав силову передачу агрегату як пружину, що працює на скручування. Як і будь-яка пружина, силова передача, маючи певну жорсткість, суттєво впливає на величину і характер передаваних до двигуна трактора змінних зусиль. Раніше про це говорив В.П. Горячкін, торкаючись роботи пружини, розміщеної між двигуном і знаряддям. Зміна швидкості відбувається за дуже короткий час. Отже, середня сила може бути дуже великою. Якщо ж двигун і знаряддя з'єднані між собою пружиною, імпульс двигуна, розтягуючи пружину, зменшує швидкість знаряддя. Тривалість удару при цьому розтягується на більш тривалий проміжок часу, при тому ж значенні імпульсу середнє зусилля буде меншим, ніж при непружному ударі.

Пружини широко використовуються у машинобудуванні для сприйняття ударного навантаження та розвантаження основних деталей від надмірних напружень. Крім того, еластичні елементи, встановлені в машинних агрегатах, сприяють покращенню якості технологічного процесу та підвищенню надійності й довговічності конструкції.

Значного зниження динамічних навантажень досяг автор робіт [14, 16] у механізмі приводу холодновисадкового автоматичного верстата при встановленні в приводі додаткового пружного зв'язку. Одночасно зі зниженням навантажень збільшилася і продуктивність верстата.

Застосування пружного зчеплення позитивно впливає на роботу тракторного агрегату. Величина тягових зусиль при цьому зменшується на 4,4...6,2%, а це сприяє підвищенню середньої робочої швидкості агрегату.

Дослідження показали, що зменшення жорсткості силової передачі у 1,1...1,5 рази знижує амплітуду коливань у 1,2...1,3 рази. При цьому

зменшується рівень власної частоти системи. Так, зниження жорсткості системи у 5,9...8,5 рази зменшує власну частоту коливань системи у 2,3...3,1 рази.

Багато дослідників пропонують низку способів зменшення жорсткості трансмісії, оскільки це призводить до зниження пікових навантажень, динамічних зусиль у приводі мобільної машини.

Розгін машинно-тракторного агрегату є одним із найважчих режимів роботи, він характеризується різкою зміною навантаження на всіх деталях трансмісії, буксуванням муфти зчеплення та рушіїв.

У початковий період розгону крутний момент на валу муфти зчеплення і частота його обертання дорівнюють нулю, а частота обертання колінчастого валу – максимальна. По мірі вмикання муфти зчеплення момент на її валу починає зростати, однак рух агрегату починається лише тоді, коли момент досягає моменту опору. Від початку вмикання муфти зчеплення до початку руху агрегату має місце повне буксування муфти. При швидкому та рівномірному вмиканні муфти зчеплення момент змінюється за лінійним законом.

Значення максимального моменту обмежується навантажувальною здатністю муфти, яка залежить від коефіцієнта запасу муфти зчеплення. Зростаючий момент на валу муфти зчеплення є для колінчастого валу гальмівним. Частота обертання двигуна при цьому зменшується, тоді як частота обертання валу муфти збільшується. Під час розгону двигун працює з перевантаженнями при безперервно змінюваній швидкості обертання колінчастого валу, витрачаючи додаткову роботу на подолання інерційних навантажень, на тертя в муфті зчеплення, а разом із цим спостерігається і зниження ККД.

Удосконалення різних з'єднувальних муфт, у тому числі й сільськогосподарських агрегатів, призводить до пом'якшення ударних навантажень, до поглинання муфтами крутильних вібрацій, до збільшення довговічності sprzęжених вузлів і деталей. Автором роботи [6] досліджувався вплив пружних властивостей динамічної системи тракторного агрегату на показники його роботи. Силова передача трактора при аналітичному розгляді

була представлена як крутильна коливальна система з приведеними параметрами. Ним визначалися власні частоти коливань системи при роботі на різних передачах із різними сільськогосподарськими агрегатами, а також при різних параметрах пружних ланок.

У роботі [9] досліджено з'єднувальну муфту з пружними зв'язками, яка забезпечує нелінійну залежність передаваного моменту від обертів валу та значно знижує динамічні навантаження у деталях силової передачі.

У роботах [6, 8, 9, 11] пропонується встановлення у трансмісію трактора гасників крутильних коливань, що сприяють зниженню інтенсивності крутильних коливань у ній та зменшенню ударних зусиль у шліцьових або зубчастих з'єднаннях, які виникають при перекладанні зубців.

1.2 Умови роботи МТА на підвищених швидкостях

В роботах [1, 2, 5] зазначається, що зі збільшенням швидкості руху трактора амплітуда коливань деталей трансмісії збільшується, а спектр частот розтягується. За деякими даними в тракторних трансмісіях існують три групи частот власних коливань: низькі частоти 3...50 Гц, середні 50...200 Гц, високі 200...1000 Гц.

При дослідженні навантаженості трансмісії трактора Т-40А, МТЗ-80, а також гусеничного трактора було виявлено, що навантаження, які діють у трансмісії трактора, безперервно змінюються як за частотою, так і за амплітудою. Низька частота, створювана опором сільськогосподарського знаряддя та станом ґрунту, змінюється залежно від швидкості руху і перебуває в межах 0,15...0,30 Гц. За амплітудою навантаження на гаку трактора змінюється в межах $\pm 35\%$ від середньої величини.

Коливання моменту в трансмісії трактора створюється також взаємодією шестерень – частота коливання моменту змінюється залежно від швидкості обертання шестерень у межах 50...100 Гц і вище. На коливання моменту в трансмісії трактора як за частотою, так і за амплітудою значний вплив має взаємодія ведучого колеса з гусеницею у гусеничних машин і з ґрунтом у

колісних машин. Частота коливання моменту залежно від швидкості руху перебуває в межах 8...20 Гц [7].

Дослідженнями [4, 6, 7] встановлено, що залежно від виконуваного технологічного процесу та характеру зовнішніх умов роботи середнє експлуатаційне навантаження двигуна змінюється від 60 до 95% від номінальної потужності.

Однією з причин зростання буксування рушіїв на пневматиках зі збільшенням швидкості автор роботи [7] вважає збільшення абсолютних показників нерівномірності моменту опору на ведучих колесах, а також тягових зусиль трактора. Із зростанням тягового зусилля темп збільшення показників нерівномірності та буксування трактора зростає.

За даними досліджень [5, 8, 9], негативні зміни у структурі ґрунту, що зазнав впливу рушіїв трактора типу МТЗ, починають проявлятися при навантаженнях, які викликають його буксування на рівні 12%.

Подальше зростання гакового зусилля до значень, що характеризуються пробуксовуванням у 25...30%, яке в деяких літературних джерелах вважається з енергетичної точки зору неприйнятним, додає на кожен гектар поля при одноразовому його обробітку лише пилу (частинок розміром 0,25 мм) 13...14 т.

Залежність величини коливання сил опору від швидкості руху машини досліджувалася у роботах А [1, 4]. Дані цих робіт показують, що збільшення швидкості руху агрегату призводить до значного збільшення амплітуди коливань сил опору.

У низці робіт [1, 9] зазначається, що коливання навантаження на гаку трактора підвищують буксування рушіїв. Автори досліджень пояснюють це тим, що коливання навантаження викликають коливання ґрунтозацепів, унаслідок чого ґрунт руйнується при менших значеннях дотичної сили, яку розвиває ґрунтозацеп.

Випробування серійних і перспективних вітчизняних універсально-просапних тракторів (УПТ) класу 0,6...2,0 (6...20 кН) та закордонних аналогів показали, що в діапазоні частот 0,88...5,6 Гц внаслідок впливу на колеса

нерівностей шляху всі існуючі УПТ мають на остові машини та на сидінні водія підвищений рівень вібрації.

Неоднорідність рельєфу поля і нерівномірність опору ґрунту призводить до різного механізму буксування ведучих коліс трактора. При малому буксуванні ведучих коліс відбувається переважно зминання ґрунту без порушення структурного складу, а при вищому – стирання ґрунту.

У результаті теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що основною причиною зниження частоти обертання тракторного дизеля при коливаннях моменту опору на його валу є нелінійність закону подачі палива за частотою обертання.

Дослідженнями професора В.І. Анохіна [4] встановлено, що передача від ведучих коліс трактора на колінчастий вал двигуна неусталеного навантаження може бути причиною виникнення резонансних коливань валів механічної трансмісії.

Виявлено, що при неусталеному навантаженні тягово-динамічні показники колісного трактора погіршуються. Зниження продуктивності агрегату в зазначених умовах досягало 20...30%, а витрата палива збільшувалася на 15...25%. У роботах зазначених авторів наведено відомості про зміну індикаторних, потужнісних та економічних показників двигунів, що працюють у режимі неусталеного навантаження.

Цих відомостей недостатньо для оцінювання тягових показників трактора в цілому. Оскільки у процесі поступального руху самохідної машини, крім двигуна, бере участь значна кількість елементів і ланок (інерційні маси та пружні елементи трансмісії), які суттєво впливають на характер руху машини. Не враховувати параметри зазначених елементів динамічної системи трактора не можна, оскільки це призводить до досить грубих наближень.

Підвищення енергонасиченості тракторів також призвело до значного збільшення рівня крутильних коливань у силових передачах з боку двигуна. Циклічні навантаження, зумовлені гармонічними складовими крутного моменту двигуна від газових сил і сил інерції поступально рухомих частин двигуна, за

своїми амплітудними значеннями можуть досягати величини розрахункового моменту двигуна, а в окремих випадках навіть перевищувати ці значення, що негативно позначається на довговічності деталей силової передачі та викликає підвищені шуми й вібрації під час роботи.

Таким чином, збільшення потужності тракторів і підвищення робочих швидкостей машинно-тракторних агрегатів при практично незмінних способах землеробства супроводжується підвищенням динамічної навантаженості трактора та його моторно-трансмійної установки.

Крім того, у механізмах трансмісії під дією періодично або різко змінюваних навантажень виникають крутильні коливання валів пружної системи, що викликають резонансні режими. Усе це характеризує умови роботи двигуна та механізмів трансмісії як надзвичайно важкі і призводить до зниження коефіцієнта завантаження двигуна, підвищеного зношування деталей трансмісії та шин, збільшення буксування і зниження продуктивності МТА, збільшення витрати палива та посилення негативного впливу рушіїв на ґрунт.

Тому проблема зниження динамічної навантаженості тракторів і коливань навантажувального режиму МТА, від яких значною мірою залежать продуктивність та інші техніко-екологічні показники, є надзвичайно актуальною.

1.3 Вплив змінного навантаження на тягові властивості МТА

Дослідження зміни тягового опору трактора ДТ-75 в умовах експлуатації показали, що найбільший діапазон коливання опору спостерігається на оранці [6]. На культивації, луценні та боронуванні межі зміни опору знарядь приблизно однакові. Із збільшенням тягового опору знарядь зростають і коливання його абсолютних значень відносно математичного очікування, які можуть досягати на оранці 7200...10900 Н, посіві 4200...4300 Н, луценні 3990...5800 Н, боронуванні 3600...5400 Н і культивації 3200...4900 Н.

Із збільшенням швидкості руху змінюється не лише абсолютна величина середнього тягового опору, але також зростають амплітуда і частота коливання

в часі тягового опору. Це зумовлено впливом ударного навантаження нерівностей поверхні поля, а також збільшенням показника динаміки коливання.

Тяговий опір плугів, лушпильників і культиваторів з плоскорізальними лапами складається з опору перекочуванню, опору тертю ґрунту об поверхні лемешів, полиць, лап і стояків, опору деформації ґрунту, пропорційного площі поперечного перерізу оброблюваної зони, і, нарешті, опору, що витрачається на надання кінематичної енергії частинкам ґрунту, які відкидаються робочими органами знарядь, пропорційного площі поперечного перерізу оброблюваної зони і квадрату швидкості [2].

Дослідження показують, що на кожен метр ширини захвату плуга збільшення або зменшення глибини оранки на 1 см відповідно збільшує або зменшує тяговий опір у середньому на 6,7% порівняно з тяговим опором при глибині оранки 22 см, прийнятим за 100%. Якщо прийняти тяговий опір культиватора на 1 м захвату при глибині культивації 10 см за 100%, то зміна глибини обробітку на кожен сантиметр відповідно змінюватиметься в середньому на 16%.

Зміна тягової потужності є наслідком зміни сили тяги за рахунок зміни опору перекочуванню та величини буксування [2, 7].

Широкі межі (3200...10900 Н) коливання опору відносно середнього значення на різних операціях потребують досліджень частотного спектра цих коливань, що дозволяє виявити тривалість (період) їх дії.

Усе це впливає на технологічний процес, показники якого зі збільшенням спектра частот вхідних впливів і підвищенням швидкості агрегату змінюються.

Змінність зовнішніх умов і особливо стану поверхні поля, її мікрорельєф, неоднорідність опору ґрунту та деякі інші фактори призводять до різного буксування ведучих коліс трактора [3, 8]. При малому буксуванні трактора відбувається переважно зминання ґрунту, майже не порушуючи його структурного складу. Збільшення коефіцієнта буксування призводить до значного стирання ґрунту [3].

При одночасному впливі всіх перелічених факторів і збігу знаку та періоду їх дії коливання навантаження на гаку трактора значно зростали. Встановлено, що ступінь нерівномірності моменту опору агрегату при виконанні сільськогосподарських робіт може досягати значних величин (на оранці 0,25...0,4 з періодом коливання 0,2...2 с) [3].

1.4 Способи підвищення енергетичних показників енергонасичених тракторів

Як уже зазначалося вище, енергонасиченість тракторів зростає. Для реалізації підвищеної потужності необхідне введення нових вузлів і механізмів (гідропередача, збільшувач крутного моменту, пристрій для перемикання передач на ходу тощо). Останнє викликане тим, що енергонасичені трактори повинні працювати на більш високих швидкостях, щоб забезпечити підвищення продуктивності. Збільшення продуктивності можна отримати і шляхом збільшення ширини захвату, але для цього необхідно збільшити масу трактора або поліпшити зчіпні якості рушіїв.

В роботах [3, 8] зазначається, що енергонасичені трактори з питомою потужністю 35... 50 к.с./т для реалізації закладеної в них потужності в тягову повинні мати коефіцієнт зчеплення не менше 1...1,5.

Якщо розглядати тенденцію збільшення робочих швидкостей МТА і прагнення зменшити руйнівний вплив ходового апарата на ґрунт, то між ними можна помітити певне протиріччя. Із збільшенням швидкості руху не зменшується кількісний вплив ходового апарата на одиницю площі, а навпаки, збільшується, оскільки зростає енергоємність операцій сільськогосподарського виробництва і опір пересуванню машинно-тракторного агрегату. У зв'язку з цим вибір оптимальних параметрів тракторів повинен здійснюватися не лише з урахуванням впливу ходового апарата на ґрунт при одному проході, а й з урахуванням впливу на одиницю площі поля.

Таким чином, підвищення тягово-зчіпних якостей можна вважати одним з основних напрямів удосконалення мобільної техніки для сільського

господарства. Це ще раз підкреслює велику актуальність робіт зі створення повнопривідних і багатопривідних машин. У роботі [9] зазначається, що зі збільшенням числа проходів ходової системи по одній і тій самій колії характер процесу колієутворення безперервно змінюється.

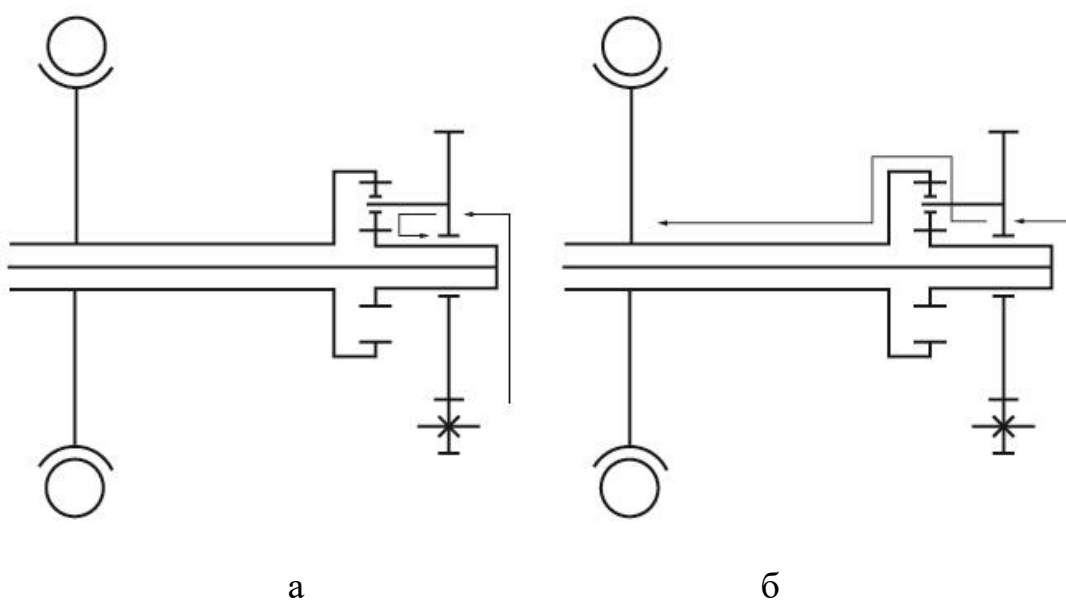
Якщо зміцнення ґрунту швидко зростає зі збільшенням глибини колії, то, очевидно, основна деформація відбуватиметься при наїзді передніх коліс багатоколісної системи або передньої ділянки опорної поверхні гусеничного ходу на ще не деформований ґрунт. У цьому випадку доцільно, щоб усі колеса перекочувалися по одному сліду, а якщо машина гусенична, то ширина гусениці повинна бути мінімальною. Кожне наступне колесо, рухаючись по ущільненому ґрунту, зможе передати більше тягове зусилля.

Заслуговує на увагу конструктивне рішення, запропоноване в роботі [12]. У цій конструкції крутний момент від двигуна через трансмісію передається шестерні, що знаходиться в зачепленні із зубчастим вінцем, вмонтованим у колесо. Осі шестерні і колеса з'єднані за допомогою водила, яке займає певне положення відносно корпусу заднього моста і підтримується в цьому положенні спеціальними ресорами. Оригінальним у цьому рішенні є те, що лінія дії вертикального навантаження, яке припадає на вісь колеса, може бути зміщена у бік руху. Це призведе до зміни характеру взаємодії колеса і дороги. Однак, за задумом авторів, це не є головним. Основна мета полягає в тому, щоб зменшити динамічні навантаження, які сприймаються трансмісією та остовом машини під час руху по нерівностях дороги. У дещо зміненому вигляді проблема також вирішується в роботі [1].

Основний принцип – перенесення осьового навантаження вперед у напрямку руху – у цих роботах не вважається головним. Описані в роботі [7] механізми дозволяють переносити осьове навантаження вперед, у напрямку руху, уподібнюючись тим самим крокуючим механізмам. У низці робіт [6, 8, 12] розглядаються конструкції пружно-еластичних приводів з механічними пружними елементами. Так, у планетарному пружно-еластичному приводі кінцевої передачі з розділенням потоку потужності (рис. 1.1) торсіонний вал

встановлений всередині порожнистої ведучої півосі. При рушанні транспортного засобу з місця крутний момент від ведучої шестерні та пов'язаної з нею веденої шестерні передається на водило. Оскільки на епіциклічну шестерню, пов'язану з ведучою піввіссю, діє момент опору і вона зупинена, то сателіти зміщують сонячну шестерню, яка закручує торсіонний вал. Відбувається це доти, доки момент закручування торсіонного вала з урахуванням передаточного відношення планетарного механізму не перевищить моменту опору на епіциклічній шестерні, після чого вона починає обертатися спільно з піввіссю, приводячи в рух транспортний засіб.

При збільшенні моменту опору на півосі, наприклад, при наїзді колеса на перешкоду, при підвищенні опору ґрунту тощо, відбувається подальше відносне зміщення сонячної шестерні, яка додатково закручує торсіонний вал, що виключає ударні навантаження на деталі трансмісії та підвищує їх надійність і довговічність.



а – режим розгону; б – режим усталеного руху

Рисунок 1.1 – Планетарний пружно-еластичний привід кінцевої передачі з розділенням потоку потужності

Для трактора Т-40 еластичний привід ведучих коліс скомпонований у корпусі бортового редуктора (рис. 1.2). Ведена шестерня кінцевої передачі 2 встановлена на півосі на двох упорних підшипниках. До шестерні болтами прикріплений кулак 3, дві гвинтові поверхні якого знаходяться в контакті з такими ж поверхнями веденого кулака 4. Останній має шліцьове з'єднання з піввіссю. Кулаки притискаються один до одного тарілчастими пружинами 5, встановленими на шліцьовій частині півосі. Ці пружини утримуються у стисненому стані внутрішньою обоймою підшипника і цанговим стопорним пристроєм 6. Диск колеса прикріплений до фланця півосі, встановленої на підшипниках у корпусі кінцевої передачі. При прикладанні навантаження до веденої шестерні кулак переміщується в осьовому напрямку по шліцах, стискаючи тарілчасті пружини.

Аналогічним чином працює пружна піввісь трактора Т-28Х4.

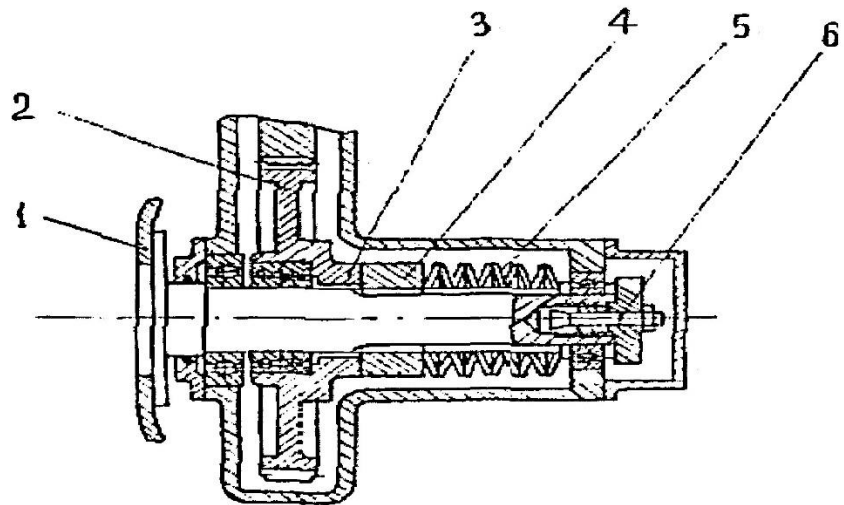
Кут закручування ведучої півосі відносно колеса у всіх розглянутих конструкціях еластичних приводів знаходиться в межах $45^{\circ} \dots 75^{\circ}$. Як показали дослідження [3, 6], при зниженні жорсткості до 30 кНм/рад для трактора МТЗ-50 робота буксування муфти зчеплення знижується у 2...4 рази, а для трактора Т-40А зниження жорсткості до 6 кНм/рад зменшує роботу буксування муфти у 5...7 разів.

Буксування ведучих коліс знизилося на 5,5...8 % (на 18,3...26,6 у відносних одиницях), продуктивність машинного агрегату з трактором МТЗ-80, обладнаного еластичним приводом, порівняно із серійним, зросла на 5,6...17,7 %.

Встановлено, що зі зростанням робочих швидкостей ступінь нерівномірності моменту опору на ведучих елементах агрегату при виконанні сільськогосподарських робіт може досягати значних величин (на оранці 0,25...0,4 з періодом коливання 0,2...2 с) [2].

Отже, зі збільшенням робочих швидкостей колісних тракторів умови взаємодії ходової частини з ґрунтом при одному й тому ж буксуванні змінюються. Так, наприклад, при швидкостях 5 і 10 км/год та буксуванні 10%

швидкість проковзування колеса відносно ґрунту буде дорівнювати 1 і 0,5 км/год [9].



1 – диск колеса; 2 – ведена шестерня; 3 – кулак; 4 – ведений кулак; 5 – тарілчаста пружина; 6 – цанговий стопорний пристрій

Рисунок 1.2 – Еластичний привід ведучих коліс трактора Т-40

У зв'язку з безперервною зміною моменту опору двигуна кутова швидкість колінчастого валу двигуна безперервно змінюється, що призводить до безперервної зміни швидкості поступального руху агрегату [4 – 6]. Увесь час роботи двигуна при неповному завантаженні ці коливання швидкості незначні й знаходяться в межах ступеня нечутливості регулятора та регулювального механізму. При повному або майже повному навантаженні короточасні зростання збільшуються і можуть викликати значні коливання кутової швидкості, а отже, і швидкості поступального руху агрегату. Наприклад, при короточасних перевантаженнях можливе зниження кутової швидкості на 40...50% [1].

Для з'ясування впливу швидкості буксування на розпилення ґрунту під ведучими колесами бралися проби ґрунту по сліду шини до і після проходження трактора. Визначалося збільшення процентного вмісту фракції менше 0,5 мм в 1 кг проби в результаті взаємодії колеса з ґрунтом. При швидкості буксування 0,11;

0,75; 1,0; 2,7; 3,0; 4,7 м/с приріст фракції менше 0,5 мм становив відповідно 4; 6; 6,8; 19; 23; 50 %.

Як показала перевірка, при боронуванні, культивуванні впоперек оранки на невірвняному полі швидкість трактора через кожні 50...75 м знижується до 4...5 км/год [8]. Наприклад, на рівній ділянці трактори ДТ-75 і Т-74 з культиваторами працюють на швидкості 6,4...6,7 км/год, а при переїздах через звальні гребені або розвальні борозни середня швидкість на гоні зменшується до 5,7...5,9 км/год. З цієї причини на невірвняних полях відбувається зниження продуктивності тракторів ДТ-75 на 9...11%, тобто майже до рівня ДТ-54, а високоенергонасичених тракторів, що працюють на швидкостях 9...15 км/год, – ще більшою мірою.

Зі зростанням нерівномірності швидкості руху тракторного агрегату дисперсія всіх технологічних показників обробітку ґрунту збільшується [2, 9]. Питання впливу рівномірності швидкості руху агрегату на якість обробітку ґрунту набуває важливого значення у зв'язку з підвищенням робочих швидкостей.

Результати досліджень трактора Т-40 на стерні озимої пшениці при середній швидкості 2 м/с показали, що швидкість трактора змінна за величиною. Внаслідок неусталеного характеру сил і моментів опорів, що викликають коливання кутової швидкості обертання колінчастого валу і швидкості поступального руху трактора, виникають інерційні навантаження, змінні за своїм значенням. Величини цих навантажень залежать від величин рухомих мас, моментів інерції оберткових мас і відповідних прискорень.

Із зростанням швидкості руху посівного агрегату до 7...8 км/год виглиблення сошників зростає. При русі зі швидкістю 2,7...3,7 км/год виглиблення сошників на прикоткованому полі знаходиться в межах 3...8 мм, а на неприкоткованому – 6...18 мм.

Дослідження глибини ходу робочих органів культиватора у вертикальній площині проводилися при різних швидкостях руху на міжрядному обробітку цукрового буряка і кукурудзи [16]. При швидкості руху агрегату від 3,7 до 6,8

км/год середнє відхилення від усталеного руху становить від 1,65 до 2 см, а при швидкості від 9,3 до 12,7 км/год середнє відхилення становить від 3,5 до 4,5 см.

Таким чином, глибина ходу робочих органів сівалок і культиваторів зменшується, якщо величина поступальної швидкості трактора в процесі роботи збільшується. При рівноприскореному русі робочі органи виглиблюються, при рівносповільненому – заглиблюються.

Із збільшенням швидкості руху МТА помітно знижується польова схожість насіння і, відповідно, зменшується густота стояння рослин. Із зростанням швидкості руху сівалки від 4,5 км/год до 9,5 км/год польова схожість насіння зменшується з 74,3 до 63,2% [2, 5]. Цей факт пояснюється підвищенням нерівномірності глибини загортання насіння, особливо якщо верхній шар ґрунту незадовільно оброблений і має брили.

Таким чином, зі зростанням нерівномірності швидкості руху агрегату якість посіву та обробітку ґрунту знижується, що призводить до зниження врожайності [7].

Сучасний етап розвитку сільськогосподарського тракторного транспорту характеризується тим, що поряд з універсальними машинами з традиційним підбором робочих органів виконуваних технологічних операцій створюються вузькоспеціалізовані, а також транспортно-технологічні машини нового типу, які докорінно змінюють технологію механізованих сільськогосподарських процесів.

Транспортні операції – невід’ємні й найважливіші елементи багатьох технологічних процесів, наприклад, внесення добрив, підбирання і дозованої роздачі зелених кормів, збирання зернових.

Нині транспортними поїздами виконується 20...30% від обсягу перевезень і 5...10% вантажообігу [10]. Висока оснащеність сільського господарства тракторними і транспортно-технологічними засобами та вдосконалення структури їх парку сприяють інтенсифікації використання тракторів, підвищенню їх річного завантаження.

Так, якщо на початку 60-х років на транспортні роботи витрачалося не більше 15...20% робочого часу колісних тракторів, то нині ця частка зросла до 40...60%.

У зв'язку зі зростанням швидкостей належить поліпшити маневреність і стійкість руху тракторних поїздів, поліпшити умови праці трактористів. Усе це дозволить наблизити продуктивність тракторних поїздів до продуктивності автомобілів однакової вантажопідйомності.

РОЗДІЛ 2 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА ПЛАНЕТАРНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ

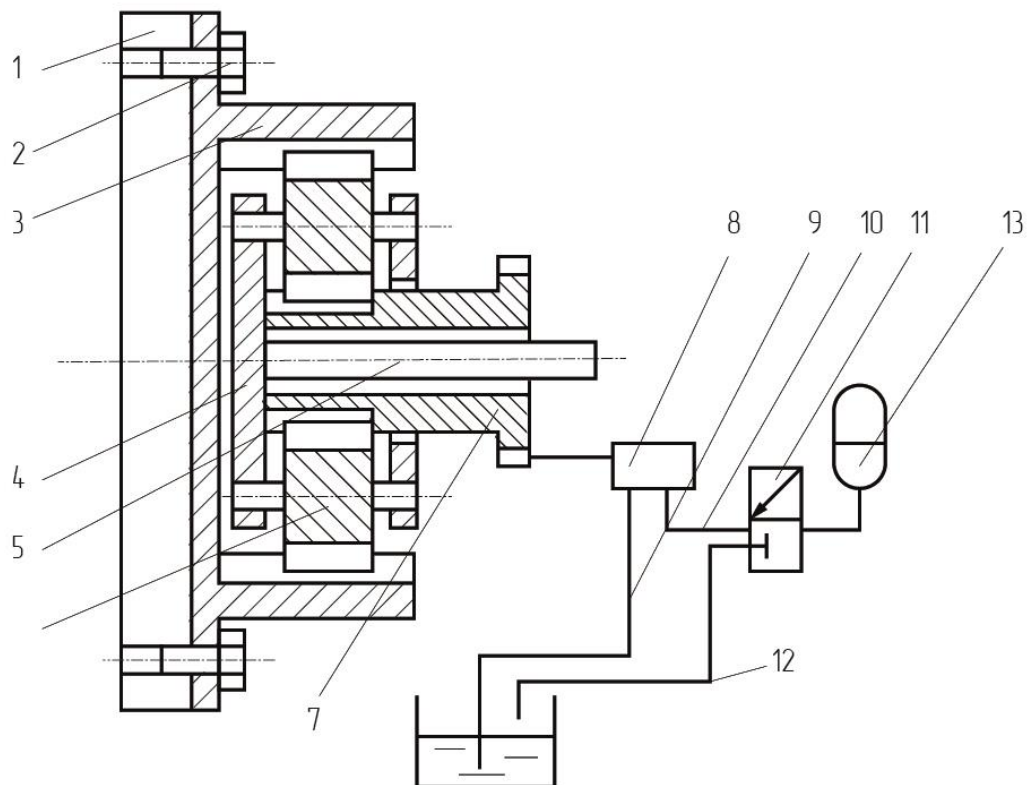
2.1 Опис запропонованої конструкції з пневмогідравлічним пружним елементом

Схема нової конструкції (планетарної муфти) представлена на рис. 2.1. Особливістю її конструкції є те, що її можна встановлювати на трактор серійного виробництва без будь-яких конструктивних змін.

Запропонована муфта складається з коронної шестерні 3, яка болтами 2 кріпиться до маховика 1. Водило 4 планетарного механізму є його вихідним валом, що з'єднується за допомогою шліців із веденим валом коробки передач. За допомогою сателітів 6 водило зв'язане з коронною 3 і сонячною 7 шестернями. Сонячна шестерня 7 входить у зачеплення з шестернею приводу гідронасоса 8 пневмогідравлічного акумулятора 13 (ПГА), що забезпечує гальмування сонячної шестерні при вмиканні муфти зчеплення і пружну роботу трансмісії трактора. ПГА в нагнітальній гілці насоса має розподільник, який вмикає його в роботу і вимикає (пристрій керування гідропневматичною планетарною муфтою зчеплення).

Робота здійснюється наступним чином: коронна шестерня 3 обертається разом з маховиком і передає обертання на сателіти 6. Оскільки момент опору на первинному валу (водилі) великий порівняно з моментом опору сонячної шестерні, сателіти починають обертати сонячну шестерню, яка через приводну шестерню насоса вмикає в роботу шестеренчастий насос. Насос подає оливу через увімкнений розподільник 11 у рідинну порожнину ПГА, збільшуючи тиск у газовій порожнині до величини, здатної урівноважити момент сонячної шестерні, тобто зупинити її, при передачі всієї потужності двигуна через водило до коробки передач.

При вимкненому розподільнику насос подає оливу на злив, сонячна шестерня обертається у зв'язку з малим моментом опору на ній, а водило залишається нерухомим, отже, і трактор перебуває у спокої.



1 – маховик; 2 – болт; 3 – коронна шестерня; 4 – водило; 5 – ведений вал; 6 – сателіти; 7 – сонячна шестерня; 8 – гідронасос; 9 – всмоктувальна магістраль; 10 – нагнітальна магістраль; 11 – розподільник; 12 – зливна магістраль; 13 – пневмоакумулятор

Рисунок 2.1 – Планетарна муфта зчеплення

При усталеному русі МТА з коливаннями навантаження на гаку ПГА при зростанні навантаження акумулює частину енергії двигуна, а при зниженні віддає її валу водила, сприяє стабілізації режиму навантаження двигуна при правильно вибраній його жорсткості.

2.2 Методика розрахунку оптимальної жорсткості пневмогідравлічної планетарної муфти зчеплення

Характеристика планетарної муфти зчеплення залежить від типу пристрою, що блокує обертання сонячної шестерні. Таким пристроєм може бути і жорстка зубчаста муфта, і фрикційна муфта менших розмірів, ніж при використанні її в ланцюгу передачі крутного моменту двигуна до рушіїв.

Мета, поставлена при створенні муфти зчеплення, полягала в тому, щоб знизити динамічні навантаження у валопроводі при рушанні та розгоні МТА, знизити ударні впливи нерівномірностей протікання технологічних операцій на енергетичні витрати трактора. Виходячи з цього положення, як пристрій, що блокує сонячну шестерню планетарного ряду муфти, обрано гідронасос, а пружним пристроєм, здатним згладжувати ударні впливи – пневмогідроаккумулятор.

Для забезпечення працездатності планетарної пневмогідравлічної муфти зчеплення, спрямованої на забезпечення передачі потужності двигуна до рушіїв (увімкнення муфти зчеплення), необхідно прикласти з боку приводу гідронасоса до сонячної шестерні гальмівний момент, рівний реактивному моменту на ній при передачі всієї потужності до водила планетарного ряду і далі до первинного валу коробки передач.

Якщо момент двигуна, реалізований через муфту зчеплення, M_{∂} , то реактивний момент сонячної шестерні буде

$$M_c = M_{\partial} / \kappa,$$

де κ – внутрішнє передаточне число планетарного ряду.

Момент на валу насоса за наявності зубчастого приводу, що зв'язує його із сонячною шестернею, з передаточним числом приводу i_{np} , буде дорівнювати в цьому випадку

$$M_n = \frac{M_{\partial}}{\kappa i_{np}} \eta_{np}. \quad (2.1)$$

З іншого боку, цей момент при нерухомій (заблокованій) сонячній шестерні має бути врівноважений моментом опору гідронасоса. Це можливо при певному тиску в напірній магістралі насоса p .

Тоді момент на валу приводу насоса буде

$$M_n = 2pFr_{ин}, \quad (2.2)$$

де F – проекція нагнітальної поверхні зуба на центральну радіальну поверхню його; $2pF$ – сила, що діє на нагнітальні зубці; $r_{\text{ин}}$ – радіус ділильного кола шестерні насоса.

Тому

$$\frac{M_{\delta} n_{np}}{\kappa i_{np}} = 2pFr_{\text{ин}}.$$

Звідки блокувальний тиск у нагнітальній магістралі має бути:

$$p = \frac{M_{\delta}}{2Fr_{\text{ин}}\kappa i_{np}}. \quad (2.3)$$

Швидкість наростання гальмівного моменту сонячної шестерні, а отже, і моменту на ведучому валу коробки передач, має забезпечувати зниження часу розгону (а точніше, вихід на усталений режим роботи в процесі розгону), а також сприяти зниженню динамічної складової гальної навантаженості при анізотропності властивостей оброблюваного матеріалу і фону, на якому працює МТА.

Згідно з роботою [8] приведена жорсткість пружного елемента, встановленого перед ведучим валом коробки передач, визначатиметься частотою власних коливань невіднесених горизонтально розташованих мас, яка обчислюється за формулою

$$\nu = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} = \frac{\delta m_{mp} + m}{m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2}} \lambda$$

де ν – частота власних коливань, с^{-1} ; m_{mp} – маса трактора, кг; m – маса сільськогосподарського знаряддя, кг; I_m – приведений момент інерції трансмісії до ведучого колеса трактора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; r – динамічний радіус колеса, м; δ – коефіцієнт урахування обертових мас трактора; λ – частота (панівна) вимушених коливань трансмісії.

При розрахунку приведенного моменту інерції трансмісії можна вважати, що його складають два моменти інерції ведучого колеса, два приведені моменти інерції обертових деталей кінцевої передачі, два моменти інерції всіх

деталей гальм, момент інерції диференціала (деталі коробки передач можна відкинути).

Тоді оптимальна жорсткість пружного елемента ПГА, приведена до прямолінійно рухомих мас, може бути підрахована з умови:

$$C_{m(np)} = \left(m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2} \right) v^2. \quad (2.4)$$

Підставивши в цю залежність значення частоти власних коливань із формули (2.4), отримаємо

$$C_{m(np)} = \frac{1}{2\pi^2} \frac{(\delta m_{mp} + m)^2}{\left(m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2} \right)} \lambda^2. \quad (2.5)$$

Для розрахунку жорсткості муфти зчеплення, приведеної до первинного валу коробки передач (води́ла планетарної муфти зчеплення), спочатку приводимо цю жорсткість до валу ведучого колеса за такою методикою.

Жорсткість муфти, приведена до валу ведучого колеса, за визначенням

$$C_{mk} = \frac{\Delta M_k}{\Delta \varphi_k},$$

де ΔM_k – зміна моменту на колесі; $\Delta \varphi_k$ – відповідний цій зміні моменту кут закручування валу колеса, $\Delta M = \Delta P_{zak} r$, $\Delta \varphi_k = \Delta x / r$, (Δx – переміщення горизонтального пружного елемента жорсткістю $C_{m(np)}$).

Тепер

$$C_{mk} = \frac{\Delta P_{zak} r}{\Delta x / r} = \frac{\Delta P_{zak}}{\Delta x} r^2. \quad (2.6)$$

У цьому виразі $\Delta P_{zak} / \Delta x = C_{m(np)}$ – приведена до прямолінійного руху МТА жорсткість муфти зчеплення. Міркуючи точно так само, встановимо, що

$$\frac{\Delta M_g}{\Delta \varphi_g} = C_{\varphi g} = \frac{\Delta M_k \frac{1}{i_{mp} \eta_{mp}}}{\Delta \varphi_k i_{mp}} = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi_k} \frac{1}{i_{mp}^2 \eta_{mp}}, \quad (2.7)$$

де i_{mp} – передаточне число трансмісії, ΔM_{ϵ} – зміна моменту на водилі планетарного ряду, що відповідає повороту його на кут $\Delta\varphi_{\epsilon}$; η_{mp} – ККД трансмісії.

Оптимальна жорсткість пружного елемента визначалася за умови безпосереднього з'єднання підресореної маси з тягачем, тому жорсткість пружного елемента, встановленого в трансмісії, має враховувати необхідність підвищення крутного моменту, викликаного втратами в трансмісії, тому у формулі (2.7) з'явився ККД трансмісії η_{mp} .

Особливість пристрою планетарної муфти зчеплення призводить до того, що назване передаточне число (i_{mp}) не є повним передаточним числом, визначеним відношенням $i_{mp(n)} = \omega_o / \omega_{\kappa}$, а зменшеним у $(\kappa + 1) / \kappa$ разів, тобто

$$i_{mp} = i_{mp(n)} \frac{\kappa}{\kappa + 1}.$$

Жорсткість пружного елемента муфти зчеплення, що визначає режим роботи валоприводу, на підставі виразів (2.7), (2.6) і (2.5) виявляється рівною:

$$C_{\varphi_{\epsilon}} = \frac{1}{2\pi^2} \frac{(\delta m_{mp} + m)^2 r^2}{\left(m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2} \right) i_{mp}^2 \eta_{mp}} \lambda^2.$$

Приведення цієї жорсткості до сонячної шестерні дає

$$C_{\varphi_{\epsilon}} = \frac{\Delta M_c}{\Delta \varphi_c} = \frac{\Delta M_{\epsilon}}{(\kappa + 1)\eta} / [\Delta \varphi_{\epsilon} (\kappa + 1)] = \frac{\Delta M_{\epsilon}}{\Delta \varphi_{\epsilon}} \frac{1}{(\kappa + 1)^2 \eta} = C_{\varphi_{\epsilon}} \frac{1}{(\kappa + 1)^2 \eta},$$

де ΔM_c – зміна навантаження на сонячній шестерні; $\Delta \varphi_c$ – кут закручування під дією сонячної шестерні; $\kappa + 1$ – передаточне число від водила до сонячної шестерні; η – ККД від водила до сонячної шестерні (0,96).

Так само можна показати, що приведена оптимальна жорсткість до валу гідронасоса буде

$$\frac{\Delta M_n}{\Delta \varphi_n} = C_{\varphi_n} = C_{\varphi_{\epsilon}} \frac{1}{i_{np}^2 \eta_{np}} = C_{\varphi_{\epsilon}} \frac{1}{i_{np}^2 (\kappa + 1)^2 \eta}, \quad (2.8)$$

де i_{np} – передаточне відношення приводу насоса.

Остаточню

$$C_{\varphi_n} = \frac{1}{2\pi^2} \frac{(\delta m_{mp} + m)^2 r^2}{\left(m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2}\right) i_{mp}^2 i_{np}^2 (\kappa + 1)^2 \eta_{mp} \eta_{np}} \lambda^2. \quad (2.9)$$

2.3 Обґрунтування конструктивних розмірів пневмогідравлічних акумуляторів планетарної муфти зчеплення

Для обґрунтування конструктивних розмірів пневмогідроакумулятора приведемо жорсткість, отриману за формулою (2.9), до газового об'єму.

Жорсткість газового простору оцінюється відношенням

$$C_{ПГА} = \frac{\Delta p}{\Delta V},$$

де Δp – зміна тиску в рідинній порожнині ПГА; ΔV – відповідна зміна об'єму газового простору.

Згідно з виразом (2.3)

$$\Delta p = \frac{\Delta M_o \eta_{np}}{2Fr_{ин} \kappa i_{np}}.$$

Зміну об'єму газового простору ПГА можна підрахувати за об'ємом поданої рідини насосом при повороті на кут $\Delta\varphi_n$. Якщо подача рідини на один зуб шестерні насоса v , m^3 (див. рис. 2.2), то подача на один оберт буде vz , де z – число зубців шестерні насоса, і далі – подача на один радіан $vz / 2\pi$, а при повороті на кут $\Delta\varphi_n - vz\Delta\varphi_n / 2\pi$.

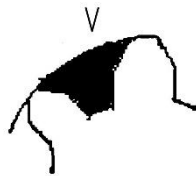


Рисунок 2.2 – Об'єм рідини, що подається насосом на один зуб

Тепер з урахуванням сказаного

$$\frac{\Delta p}{\Delta v} = \frac{\Delta M_o \eta_{np}}{2Fr_{ин} \kappa i_{np}} / \frac{vz}{2\pi} \Delta\varphi_n.$$

Зміну моменту двигуна можна виразити через зміну моменту на шестерні за виразом (2.1):

$$M_{\partial} = M_n i_{np} \kappa.$$

Тому

$$\frac{\Delta p}{\Delta v} = C_{ПГА} = \frac{\Delta M_n \kappa i_{np}}{\Delta \varphi_n} \frac{2\pi}{2Fr_{\text{шн}} \kappa i_{np} v z}.$$

Остаточно вираз для визначення оптимальної жорсткості ПГА має вигляд:

$$C_{ПГА} = C_{\varphi n} \frac{2\pi}{2Fr_{\text{шн}} v z}$$

або з урахуванням виразу (2.1)

$$C_{ПГА} = \frac{1}{2\pi^2} \frac{(\delta m_{mp} + m)^2 r^2 \lambda^2}{\left(m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2}\right) i_{mp}^2 i_{np}^2 (\kappa + 1)^2} \frac{2\pi}{2\eta_{mp} \eta_{np} r_{\text{шн}} v z}. \quad (2.10)$$

З іншого боку жорсткість ПГА може бути підрахована з умови, що процес стискання і розширення в ПГА – процеси політропні $pV^n = \text{const}$, де n – показник політропи, рівний 1,3.

При надходженні в рідинну порожнину ПГА об'єму рідини ΔV_1 приріст тиску в газовій порожнині зростає на Δp :

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{p_1 V_1^n}{(V_1 - \Delta V)^n} - p_1. \quad (2.11)$$

При малих значеннях ΔV можна вважати, що

$$\Delta p = C_{ПГА} \Delta V, \quad (2.12)$$

де $C_{ПГА}$ – жорсткість ПГА, тангенс кута нахилу дотичної до $p = f(V)$, а він дорівнює похідній від Δp за ΔV .

Диференціюючи за ΔV вираз (2.11), отримаємо

$$C_{ПГА} = n \frac{p}{V}. \quad (2.13)$$

Як впливає з початку цього розділу, при стаціонарному навантаженні двигуна крутним моментом з боку трансмісії величина тиску в ПГА, що

врівноважує сонячну шестерню планетарного ряду муфти, при повному навантаженні оцінюється виразом (2.3). Тоді на підставі виразу (2.13)

$$C_{ПГА} = n \frac{M_{\delta} \eta_{np}}{2Fr_{ин} i_{np} \kappa V}. \quad (2.14)$$

Для виконання заданої програми дослідження потрібно визначити оптимальний газовий об'єм ПГА, що забезпечує необхідну жорсткість пружного елемента. Він може бути визначений із рівності виразів (2.10) і (2.14). Звідки

$$V = \frac{\pi n M_{\delta} \cdot \left(\delta m_{mp} + m + \frac{I_{mp}}{r^2} \right) i_{mp}^2 i_{np} (\kappa + 1)^2 V_z \eta_{np} \eta_{mp} \eta}{(\delta m_{mp} + m)^2 r^2 \lambda^2 \kappa}. \quad (2.15)$$

Для кількісного визначення газового об'єму ПГА, що забезпечує при заданому моменті двигуна блокування одного ступеня свободи планетарного валу і оптимальну величину жорсткості первинного валу коробки передач за умови пом'якшення взаємодії сільгоспмашини з перешкодами, необхідно мати експериментальний матеріал за спектральною щільністю коливань гакової навантаженості трактора з жорсткою трансмісією при роботі у складі МТА, звідки вибирається найбільш енергоємна частота вимушених горизонтальних коливань λ , 1/с.

При повному знятті навантаження з двигуна максимальний об'єм газового простору V_{max} (при $p_0 = 1 \text{ атм} = 0,1 \text{ МПа}$) визначимо з умови:

$$p_0 V_{max}^n = p V^n,$$

де p і V – параметри стану газу на розрахунковому режимі.

Звідси

$$V_{max}^n = \frac{p}{p_0} V^n. \quad (2.16)$$

Формули (2.15) і (2.16) виявляють можливість керування розмірами ПГА (об'ємом газового простору, що забезпечує виконання ПГА заданих функцій) шляхом зміни передаточного числа i_{np} приводу гідронасоса гідропневматичної муфти зчеплення.

Коригування його величин може бути проведене і за рахунок зміни внутрішнього передаточного числа планетарного ряду муфти. Зменшення газового об'єму (а отже і розмірів пневмогідроаккумулятора) призведе до зростання розрахункового тиску в ПГА. Прийняття компромісного рішення при виборі об'єму і робочого тиску сприяє використанню в системі запропонованої муфти ПГА зі стандартного ряду.

2.4 Навантажувальна характеристика пневмогідролічної планетарної муфти зчеплення

Може статися, що максимальний об'єм газового простору V_{max} ПГА виявиться надто великим. Обмежити розміри ПГА можна вибором типу навантажувальної характеристики пневмогідролічної планетарної муфти зчеплення.

Зробити це можна шляхом обґрунтування робочої зони пружних ПГА в експлуатаційних умовах. Вона визначається можливим діапазоном зміни (коливання) тягового зусилля трактора в процесі експлуатації.

Саме в цих межах мають проявлятися пружні властивості валопроводу, що забезпечують стабілізацію режиму навантаження. Багато досліджень МТА показують, що граничні відхилення тягового зусилля P_{zak} від його середнього значення становлять в екстремальних випадках 35% [7, 8]. При такому режимі коливань навантаження прийнятною буде показана на рис. 2.3 навантажувальна характеристика пневмогідролічної муфти (у випадку сталості СПГА).

Характерними особливостями роботи пневмогідролічної планетарної муфти зчеплення за (рис. 2.1) є:

- пружними властивостями система володіє в межах навантаження $M_{d(роб)} \pm 0,35M_{d(роб)}$;
- в точці 1 характеристика ПГА блокується, від'єднується від системи гальмування сонячної шестерні;
- у точці 3 можливі два варіанти регулювання ПГА:

1. жорсткий упор для поршня, що розділяє газовий і рідинний об'єм (наприклад, у циліндричному ПГА) (лінія 3–5 графіка навантаження);

2. встановлення редукційного клапана в рідинному об'ємі для забезпечення зливу рідини і сталості моменту на первинному валу коробки передач (лінія 3–4 на тому ж графіку);

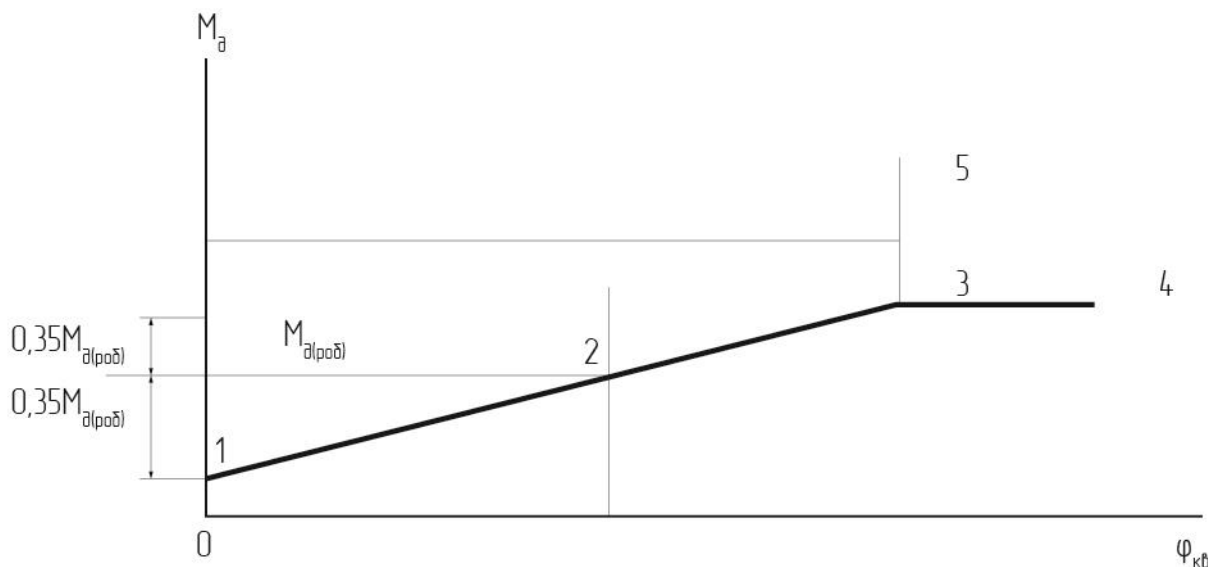


Рисунок 2.3 – Навантажувальна характеристика пневмогідравлічної муфти – у другому випадку при коефіцієнті завантаження двигуна на робочому режимі $0,8M_{омах}$ і коефіцієнті пристосовуваності двигуна 1,15 двигун не буде глухнути при перевантаженнях, а уповільнення швидкості та зупинка трактора спонукатиме оператора вимкнути муфту зчеплення і переключити передачу в КП. У цьому полягає перевага другого варіанта конструкції пневмогідравлічної муфти;

– у точці 1 кривої навантаження зростання моменту навантаження повинно здійснюватися ривком різкого імпульсного підвищення тиску нагнітальної магістралі гідронасоса;

– коригування ділянки 0–1 нагнітальної характеристики може бути виконане за рахунок пневмогідравлічної муфти зчеплення зі змінною характеристикою пружного елемента в нагнітальній магістралі (рис. 2.4).

При холостому ході (вимкненій муфті зчеплення) потік рідини від насоса проходить через отвори золотника на злив. У зв'язку з великою швидкістю руху

можливе деяке відсмоктування рідини з дросельного об'єму. Клапан дроселя при цьому знаходиться в закритому положенні і підтримує тиск у ПГА, що відповідає точці 1 навантажувальної характеристики при увімкненій муфті зчеплення (0,65 від розрахункового тиску в ПГА).

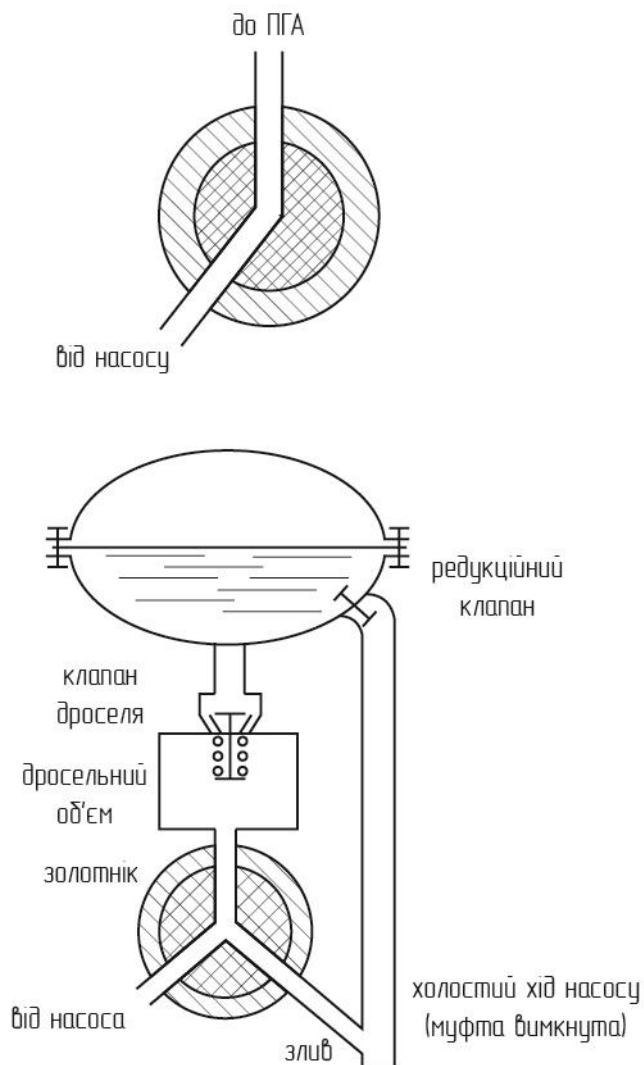


Рисунок 2.4 – Забезпечення роботи муфти зчеплення за скоригованою характеристикою навантаження

При увімкненні муфти зчеплення (золотник знаходиться в положенні «увімкнено») олива може надходити через дросельний об'єм у ПГА, що спочатку призводить до заповнення і підвищення тиску в ньому до тиску, який забезпечує реалізацію двигуном моменту в точці 1 скоригованої характеристики навантаження (рис. 2.5) і введення в роботу ПГА за рахунок відкриття клапана дроселя.

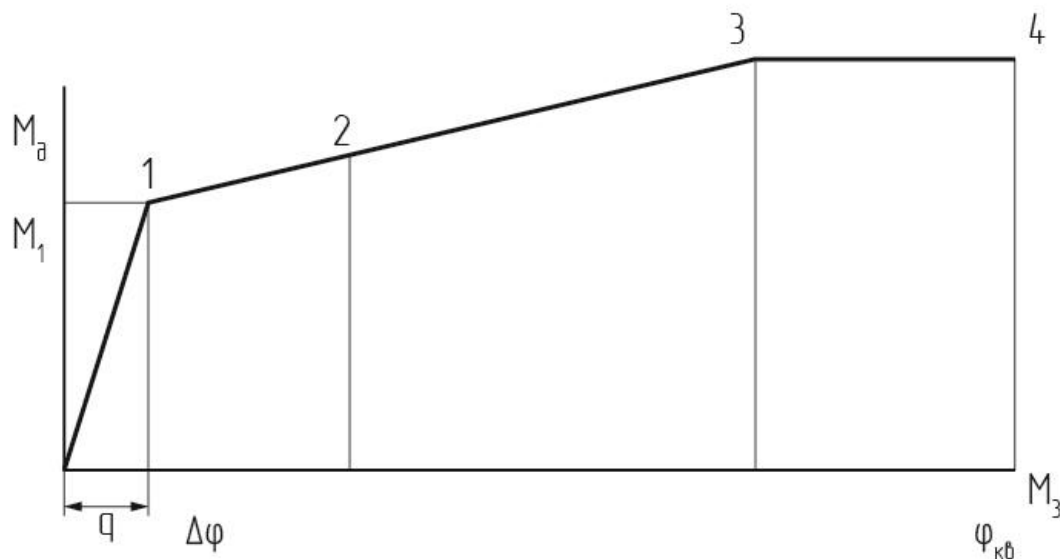


Рисунок 2.5 – Скоригована навантажувальна характеристика муфти зчеплення з постійною жорсткістю в межах ділянки 1–3

Жорсткість навантажувальної характеристики на цій першій ділянці 0–1 визначається часом увімкнення золотника, заповненням дросельного об’єму до підвищення тиску увімкнення ПГА. Виходячи з цих положень, і може бути підрахована величина $\Delta\varphi$. Однак при цьому буде досить багато припущень, тому краще цей показник визначити експериментально.

Описане протікання навантажувальної характеристики муфти зчеплення забезпечує реалізацію крутного моменту двигуна в усьому діапазоні частот його обертання за навантажувальною характеристикою двигуна.

У межах роботи пневмогідравлічної планетарної муфти зчеплення в пружному режимі при максимально можливих коливаннях моменту опору двигуна значно змінюються її пружні властивості.

Однак дослідження [8] показали, що зі збільшенням нерівномірності навантаження дизельних двигунів знижується потужність, реалізована в цих умовах двигуном, падає частота обертання, що в кінцевому підсумку призводить до зниження оптимальної жорсткості пружної муфти зчеплення згідно з формулою (2.15) (зменшується $M_{\delta\phi}$, зменшується середня частота обертання, а отже і швидкість руху, викликаючи зниження частоти вимушених коливань,

загалом при цьому зростає V , що відповідає зниженню необхідної жорсткості ПГА). Криволінійність робочої частини навантажувальної характеристики сприяє частковій компенсації цих змін режиму роботи двигуна.

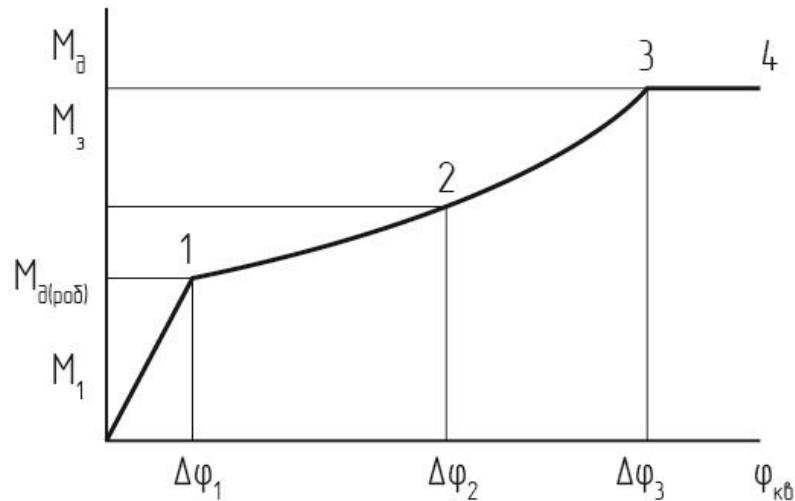


Рисунок 2.6 – Навантажувальна характеристика муфти зчеплення зі змінною жорсткістю на ділянці 1–3

2.5 Числовий аналіз теоретичних положень щодо МТА з колісним трактором МТЗ-80

Дані для розрахунку.

Розрахунковий режим навантаження – четверта передача серійного трактора:

- передаточне число трансмісії $i_{mp} = 68,6$;
- передаточне число приводу гідронасоса $i_{np} = 0,98$;
- число зубців шестерні гідронасоса $z = 11$;
- внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду $k = 2,39$;
- радіус колеса $r = 0,78$;
- показник політропи стиснення $n = 1,3$;
- номінальний крутний момент двигуна $M_d = 255,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- маса трактора (МТЗ-80) $m_{mp} = 3450 \text{ кг}$;

- маса культиватора $m = 781$ кг;
- приведений момент інерції трансмісії, розрахований за даними [6] (до рушіїв) $I_{mp} = 362,09$ кг·м;
- подача оливи насосом на один зуб $v = 2,86 \cdot 10^{-4}$ л;
- коефіцієнт урахування обертових мас

$$\delta = 1 + \frac{(I_m I_{mf} I_{vtr} I_{2k}) i_{mp}^2}{m_{mp} r^2} = 5,2,$$

де I_m – момент інерції двигуна з маховиком (1,45 кг·м); I_{mf} – момент інерції муфти (0,268 кг·м); I_{vtr} – момент інерції трансмісії, приведений до валу двигуна; I_{2k} – момент інерції рушіїв, приведений до валу двигуна, $I_{vtr} + I_{2k} = 0,0525$ кг·м²);

- добуток ККД ($\eta_{mp} \cdot \eta_{np}^2$), підрахований з урахуванням числа пар зачеплень на вибраній передачі, – 0,825.

Розрахункове значення (оптимальне) газового об'єму ПГА (розмірність ПГА) за формулою (3.1) становило: $V = 3,03$ л.

Тиск, що стабілізує роботу пневмогідравлічної муфти зчеплення, за формулою (2,3), $p = 9$ МПа.

РОЗДІЛ 3 ШЛЯХИ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИЯВЛЕНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОЇ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ НА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРАХ

3.1 Про режими навантаження муфти при зміні технологічних операцій, що виконуються МТА

Якщо пружний елемент у ланцюзі валопроводу встановлюється в навісному пристрої, то за рахунок криволінійності характеристики ПГА можлива оптимальна робота МТА на різних технологічних операціях при фіксованих розмірних характеристиках ПГА, отриманих за розрахунком однієї технологічної операції (рис. 3.1).

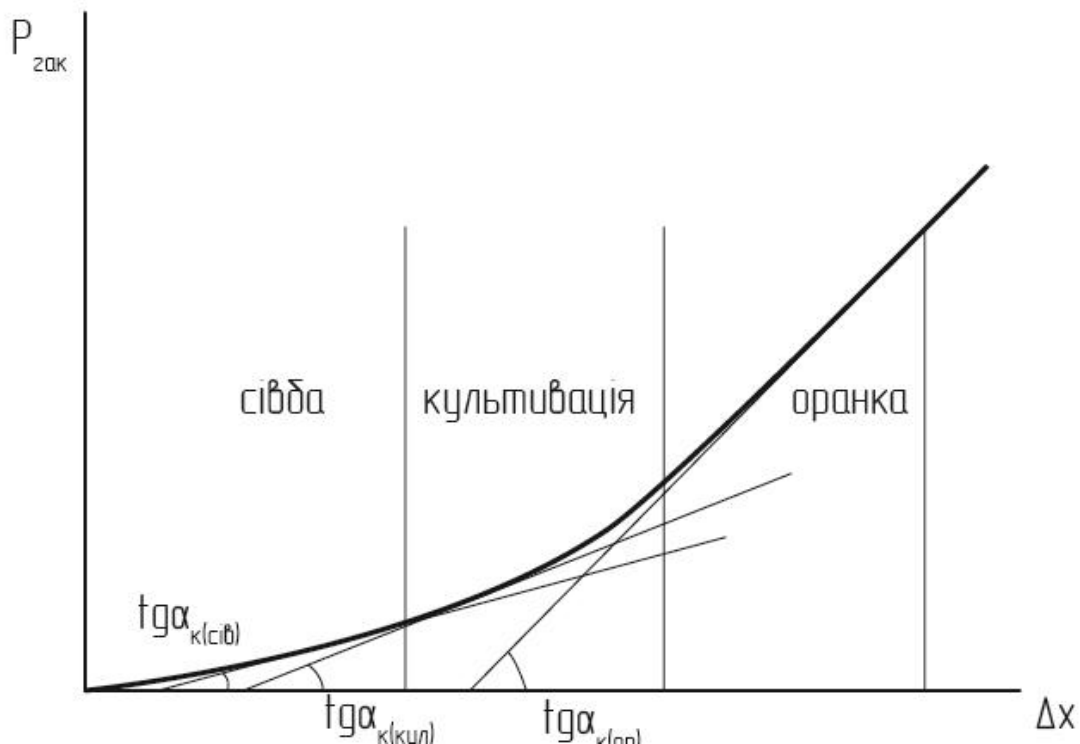


Рисунок 3.1 – Оптимальні жорсткості пружного елемента в навісці на різних технологічних операціях

Особливістю встановлення пружного елемента у вигляді ПГА в муфті зчеплення є необхідність реалізовувати розрахунковий режим навантаження при виконанні будь-якої технологічної операції на одному й тому самому режимі роботи двигуна за регуляторною характеристикою (наприклад, при коефіцієнті

завантаження $0,8$ на режимі $0,8M_{\partial(\text{ном})}$). Коротше кажучи, повинна бути забезпечена можливість зміни його жорсткості залежно від виконуваної технологічної операції у фіксованій точці навантажувальної характеристики муфти зчеплення.

При різних виконуваних технологічних операціях змінюється необхідне крюкове зусилля $P_{\text{зак}}$, а отже потрібне перемикання в коробці передач (нове передаточне число трансмісії i_{mp}). Разом із цим змінюються швидкість МТА, розрахункова частота ударних явищ λ , с^{-1} , і множник у чисельнику $\delta t_{mp} + t$, оскільки δ є функцією i_{mp} .

3.2 Способи регулювання ПГА відповідно до виконуваної технологічної операції (режиму навантаження МТА)

Вивчення навантажувальної характеристики муфти зчеплення (рис. 2.3, гл. 2) показує, що положення точки 2 (розрахунковий режим роботи двигуна трактора) повинно бути незмінним при виконанні будь-якої операції. Воно визначається допустимим коефіцієнтом завантаження двигуна за умовою паливної економичності.

Тому при пошуку способу регулювання жорсткості ПГА, приведеної до вала водила, треба виходити з формули оптимальної жорсткості і виразу для жорсткості ПГА, що оцінює її через параметри стану газового об'єму при вже вибраному об'ємі газового простору для орного МТА.

У цьому випадку змінити приведену жорсткість на валу водила можна такими способами:

- зміною передаточного числа приводу насоса i_{np} ;
- зміною об'єму газового простору ПГА за рахунок введення додаткових газових об'ємів у ПГА;
- за допомогою ступінчастого зубчастого редуктора, щонайменше з трьома передачами, а теоретично їх повинно бути стільки, скільки має коробка передач трансмісії (це занадто ускладнює конструкцію муфти зчеплення);

– використанням клинового (пасового) варіатора з безступінчастим регулюванням частоти обертання гідронасоса муфти, якщо допустимим для таких передач буде діапазон необхідних передаточних чисел (а він, мабуть, буде в межах двох, як показали раніше проведені дослідження);

– використанням безступінчастої фрикційної передачі.

Можливості самого ПГА в регулюванні жорсткості полягають у такому. Згідно з формулою (2.13, гл. 2) знизити жорсткість ПГА при збереженні розрахункового тиску в ньому на попередньому рівні p можна збільшенням розрахункового максимального базового об'єму шляхом введення додаткового газового простору.

Додатковий простір із тиском, що відповідає точці 2 навантажувальної характеристики муфти зчеплення, підраховується на основі вищеназваної формули.

Якщо V_n – розрахунковий об'єм (газового простору ПГА) при оранці, V_κ – при культивуванні, V_c – при сівбі, то додаткові об'єми при нижчому завантаженні трактора гаковим зусиллям підраховуються як відповідні різниці: для культивування $V_n - V_\kappa = \Delta V_\kappa$, для сівби $V_n - V_c = \Delta V_c$.

Підрахувавши за формулою (2.15, гл. 2) V_n , V_κ і V_c , ми знайдемо необхідні додаткові об'єми для всіх операцій. Таких додаткових газових об'ємів буде не менше двох, не враховуючи вихідного, що реалізує оптимальні параметри ПГА для оранки. Насправді при перемиканні передач у коробці передач щоразу потрібен новий додатковий об'єм.

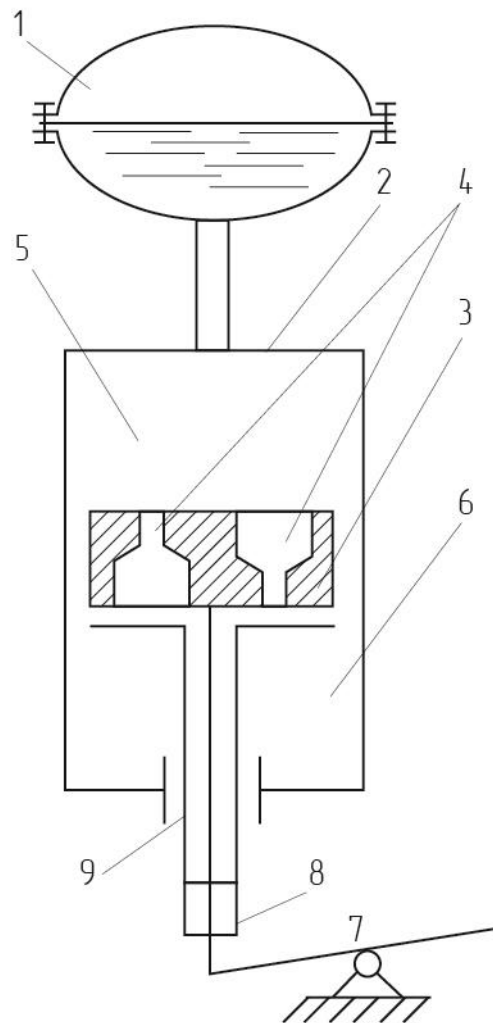


Рисунок 3.2 – Циліндр, що регулює жорсткість ПГА

Безступінчасте регулювання жорсткості вала водила планетарної муфти зчеплення можливе підключенням до газового об'єму ПГА додаткового об'єму газу, що змінюється переміщенням поршня в циліндрі.

Принцип роботи циліндра, що регулює жорсткість (рис. 3.2), полягає в такому. За необхідності знизити жорсткість ПГА до об'єму газу в ПГА додається об'єм газу в порожнині 5 циліндра-регулятора.

Величина додаткового об'єму встановлюється переміщенням поршня-розділювача 3 у циліндрі-регуляторі 2. Переміщення здійснюється важелем приводу 7 через шток циліндра.

Зусилля для такого переміщення буде невеликим і дорівнюватиме $\Delta p F_{\text{поршня}}$, де Δp – перепад тиску між порожнинами 5 і 6 циліндра-регулятора.

Після встановлення поршня в потрібне положення шайба-роз'єднувач 9 порожнини циліндра 2 перекриває перепускні отвори 4, фіксуючи величину додаткового об'єму повітря в порожнині 5. Керувальний елемент шайби-роз'єднувача повинен стопоритися.

Ще один спосіб зниження жорсткості ПГА, а отже й муфти зчеплення, описаний у 3 главі – зміною тиску в газовій порожнині ПГА за допомогою штатної компресорної установки двигуна (якщо вона є) при її максимальному об'ємі V_{max} (тоді змінювані тиски будуть цілком під силу цій компресорній установці). Єдиний його недолік полягає в неможливості автоматизації зміни жорсткості ПГА при працюючому МТА, оскільки при цьому в газовій порожнині ПГА виникають дуже значні тиски.

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ

Для оцінки техніко-економічної ефективності проектованої машини необхідний комплексний аналіз її економічності у сфері виробництва, що проводиться шляхом зіставлення собівартості цієї машини із собівартістю базової моделі машини, а також необхідний аналіз економічності порівнюваних машин у сфері експлуатації, який виконується шляхом зіставлення їх продуктивності та експлуатаційних витрат [9, 16].

4.1 Розрахунок витрат на виготовлення пневмогідравлічного пружного елемента в трансмісії трактора МТЗ-80

Вартість пружного елемента розраховуємо за формулою:

$$C_{\text{кон}} = C_{\text{к}} + C_{\text{н.д}},$$

де $C_{\text{к}}$ – вартість корпусних деталей, грн.; $C_{\text{н.д}}$ – вартість покупних виробів, грн.

Вартість корпусних деталей становитиме:

$$C_{\text{к}} = Q_{\text{д}} C_{\text{кд}},$$

де $Q_{\text{д}}$ – маса матеріалу, витраченого на виготовлення корпусних деталей, кг; $C_{\text{кд}}$ – середня вартість одного кілограма готових деталей.

$$C_{\text{кд}} = 18,5 \text{ грн/кг.}$$

Результати обчислень наведені в табл. 4.1.

Вартість покупних деталей $C_{\text{н.д}}$ заносимо в табл. 4.2.

Тоді

$$C_{\text{кон}} = 1566,4 + 7046,2 = 8612,42 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.1 – Вартість корпусних деталей

№ з/п	Найменування	Кількість, шт.	Маса деталей, кг	Вартість деталей, грн
1	Фланець	1	5,8	406,0
2	Кожух	1	6,1	426,0
3	Вал приводу ВВП	1	1,8	126,0
4	Ступиця	1	1,3	91,0
5	Шестерня	1	2,1	146,4
6	Вал приводу гідромашини	1	1,7	119,0
7	Кришка	1	1,2	84,0
8	Обойма	1	1,6	112,0
9	Колесо	1	0,8	56,0
Всього		22,4		1566,4

Таблиця 4.2 – Вартість покупних деталей

№ з/п	Найменування	Кількість деталей	Вартість, грн.	
			однієї деталі	усіх деталей
1	Сонячна шестерня	1	300	300
2	Коронна шестерня	1	1950	1950
3	Сателіт	3	60	180
4	Ось сателіту	3	34,8	104,4
5	Ролик 4×35	78	0,39	30,42
6	Кільце розпірне	1	6,9	6,9
7	Кільце	6	3	18,0
8	Кільце стопорне	1	2,4	2,4
9	Заклепка	3	1,5	4,5
10	Заглушка	1	5,9	5,9
И	Підшипник 311	1	169,8	169,8
12	Підшипник 215	2	142,6	285,2
13	Штифт 8×10	2	6,9	19,2
14	Шпонка 16×10×14	1	12,3	12,3
15	Шпонка 16×10×14	1	13,5	13,5
16	Водило	1	514,2	514,2
17	Болт М8×100	6	2,10	12,6

18	БолтМ12×120	6	2,4	14,4
19	Кільце зовнішнє	1	2,1	2,1
20	Гайка	6	0,44	2,64
21	Гідророзподільувач	1	1546,4	1546,4
22	Пневмогідроаккумулятор	1	670	670,0
23	Гідробачок	1	191,2	191,2
24	Гідронасос НШ-10	1	862,6	862,6
25	Шланг з'єднувальний	6	87,3	502,2
Всього				7046,2

Визначаємо вартість трактора після встановлення конструкції.

Вартість трактора МТЗ-80 $C_{тр} = 260000$ грн.

Визначаємо вартість пневмогідролічного пружного елемента за формулою:

$$C_{y.e} = \mu \eta C_k,$$

де μ – коефіцієнт, що враховує вартість монтажних робіт, 1,35; η – коефіцієнт, що враховує вартість кріпильних робіт, 1,05.

Тоді:

$$C_{y.e} = 1,35 \cdot 1,05 \cdot 8612,42 = 12206,81 \text{ грн.}$$

Визначаємо вартість трактора з пружним елементом:

$$C_{тр.y.e} = C_{тр} + C_{y.e} = 260000 + 12206,81 = 272206,81 \text{ грн.}$$

4.2 Визначення техніко-економічних показників застосування пружного елемента в тракторі МТЗ-80 при культивації

Продуктивність за одну годину змінного часу

$$W_e = 0,1 \nu B,$$

де 0,1 – перевідний коефіцієнт; ν – робоча швидкість, км/год; B – ширина захвату, м.

Для серійного трактора:

$$W_{1z} = 0,1 \cdot 5,7 \cdot 4 = 2,28 \text{ га/год.}$$

Для розроблюваної моделі трактора:

$$W_{2z} = 0,1 \cdot 7,0 \cdot 4 = 2,80 \text{ га/год.}$$

Продуктивність за зміну

$$W_{3m} = W_z T_3,$$

де $T_3 = 7$ год – час зміни.

Тоді:

$$W_{13m} = 2,28 \cdot 7 = 15,96 \text{ га/зм,}$$

$$W_{23m} = 2,8 \cdot 7 = 19,6 \text{ га/зм.}$$

Визначаємо сезонну продуктивність

$$W_{сез} = W_z T_q,$$

де $T_q = 1050$ год – зайнятість серійної машини за сезон [16].

Тоді:

$$W_{1сез} = 2,28 \cdot 1050 = 2394 \text{ га,}$$

$$W_{2сез} = 2,8 \cdot 1050 = 2940 \text{ га.}$$

Визначаємо витрати праці на одиницю роботи

$$B_n = n / W_z,$$

де $n = 1$ – кількість працівників, зайнятих на культивуванні, чол.

Тоді:

$$3_{n1} = 1 / 2,28 = 0,43 \text{ люд.-год/га,}$$

$$3_{n2} = 1 / 2,8 = 0,35 \text{ люд.-год/га.}$$

Зростання продуктивності:

$$\Delta\Pi = (W_{2сез} - W_{1сез}) / W_{2сез} \cdot 100\%$$

$$\Delta\Pi = (2940 - 2394) / 2940 \cdot 100 = 22,8\%.$$

Визначаємо економію витрат праці

$$E_{en} = (B_{n1} - B_{n2}) W_{2сез},$$

$$E_{en} = (0,43 - 0,35) \cdot 2940 = 235,2 \text{ люд.-год.}$$

Визначаємо зниження витрат праці

$$\Delta B_n = (B_{n1} - B_{n2}) / B_{n1} \cdot 100\%$$

$$\Delta B_n = (0,43 - 0,35) / 0,43 \cdot 100 = 18,6\%.$$

Визначаємо питоми витрати палива

$$q_{za} = \frac{N_{zak} q \eta}{W_z},$$

де N_{zak} – потужність на гаку, кВт; q – питома витрата палива, кг/кВт·год; η – коефіцієнт корисної дії, 0,8.

Тоді

$$q_{za1} = \frac{12,9 \cdot 0,95 \cdot 0,8}{2,28} = 4,3 \text{ кг/га},$$

$$q_{za2} = \frac{16,2 \cdot 0,6 \cdot 0,8}{2,8} = 2,77 \text{ кг/га}.$$

Експлуатаційні витрати в розрахунку на одиницю роботи

$$B_e = B_{zn} + B_a + B_{пто} + B_{нмм},$$

де B_{zn} – зарплата з нарахуваннями, грн/га; B_a – амортизація основних засобів, грн/га; $B_{пто}$ – витрати на поточний ремонт; $B_{нмм}$ – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га.

Заробітна плата з нарахуваннями

$$B_{zn} = B_n C_m K_o,$$

де B_n – витрати праці на одиницю роботи, люд.-год/га; C_m – тарифна ставка за 3 розрядом, 4,02; K_o – коефіцієнт, що враховує додаткову заробітну плату, 1,7.

$$B_{zn1} = 0,43 \cdot 4,02 \cdot 1,7 = 2,94 \text{ грн/га},$$

$$B_{zn2} = 0,35 \cdot 4,02 \cdot 1,7 = 2,39 \text{ грн/га}.$$

Амортизація основних засобів

$$B_a = I_{am} + I_{ак} = \frac{C_{mp} H_a^{mp}}{100 T_{ч}^{mp} W_z} + \frac{C_{кыл} H_a^к}{100 T_{ч}^к W_z},$$

де I_{am} – амортизаційні відрахування по трактору, грн/га; $I_{ак}$ – амортизаційні відрахування по культиватору, грн/га; $C_{тр}$, $C_{кул}$ – вартість трактора і культиватора, грн; H_a^{mp} і $H_a^κ$ – норма відрахувань на амортизацію відповідно трактора і культиватора, 9,1%, 12,5% [1]; T_q^{mp} і $T_q^κ$ – сезонне навантаження трактора і культиватора, 1050 год, 400 год.

$$I_{a1} = \frac{260000 \cdot 9,1}{100 \cdot 1050 \cdot 2,28} + \frac{82360 \cdot 12,5}{100 \cdot 400 \cdot 2,8} = 21,17 \text{ грн/га,}$$

$$I_{a1} = \frac{272206 \cdot 9,1}{100 \cdot 1050 \cdot 2,8} + \frac{82360 \cdot 12,5}{100 \cdot 400 \cdot 2,8} = 17,62 \text{ грн/га.}$$

Витрати на ремонт і технічне обслуговування

$$I_{пто} = I_{пто}^κ = \frac{C_{тр} H_{пто}^{mp}}{100 T_q^{mp} W_z} + \frac{C_{кул} H_{пто}^κ}{100 T_q^κ W_z},$$

де $I_{пто}$ і $I_{пто}^κ$ – витрати на ремонт і технічне обслуговування трактора і культиватора, грн/га; $H_{пто}^{mp}$ і $H_{пто}^κ$ – норма відрахувань на ремонт і технічне обслуговування відповідно трактора і культиватора, 17,4%, 9% [16].

Тоді,

$$I_{пто1} = \frac{260000 \cdot 17,4}{100 \cdot 1050 \cdot 2,28} + \frac{82360 \cdot 9}{100 \cdot 400 \cdot 2,8} = 27,02 \text{ грн/га,}$$

$$I_{пто2} = \frac{272206 \cdot 17,4}{100 \cdot 1050 \cdot 2,8} + \frac{82360 \cdot 9}{100 \cdot 400 \cdot 2,8} = 22,73 \text{ грн/га.}$$

Вартість паливно-мастильних матеріалів

$$I_{нмм} = q_{га} C_{нмм},$$

де $C_{нмм}$ – вартість комплексного палива, 9,5 грн/кг.

Тоді,

$$I_{нмм1} = 4,3 \cdot 9,5 = 40,85 \text{ грн/га,}$$

$$I_{нмм2} = 2,77 \cdot 9,5 = 26,32 \text{ грн/га.}$$

Визначаємо експлуатаційні витрати в розрахунку на одиницю роботи:

$$I_{e1} = 2,94 + 21,17 + 27,02 + 40,85 = 91,98 \text{ грн/га},$$

$$I_{e2} = 2,39 + 17,62 + 22,73 + 26,32 = 69,06 \text{ грн/га}.$$

Річна економія експлуатаційних витрат

$$E_{ев} = (I_{e1} - I_{e2}) W_{2сез},$$

$$E_{ев} = 22,92 \cdot 3066 = 70272,7 \text{ грн}.$$

Приведені витрати

$$\Pi_{\epsilon 1} = I_{\epsilon} + E_{н} K_{нит}$$

$$\Pi_{\epsilon 1} = 91,98 + \frac{260000}{1095 \cdot 2,28} 0,15 = 108,27 \text{ грн/га},$$

$$\Pi_{\epsilon 2} = 69,06 + \frac{272202}{1095 \cdot 2,8} 0,15 = 82,95 \text{ грн/га}.$$

Річний економічний ефект

$$E_p = (\Pi_{\epsilon 1} - \Pi_{\epsilon 2}) W_{2сез},$$

$$E_p = 25,32 \cdot 3066 = 77631,12 \text{ грн}.$$

Строк окупності капітальних вкладень

$$T_{окуп} = \frac{C_{mp2} - C_{mp1}}{E_{ep}}$$

$$T_{окуп} = \frac{272202 - 260000}{77631,12} = 0,15 \text{ року}.$$

Результати виконаних розрахунків зводимо в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Техніко-економічні показники пневмогідравлічного пружного елемента

№ з/п	Показник	Одиниці вимірювання	Значення	
			Базова модель	Проектова на модель
1	Капітальні витрати	грн	260000	272202
2	Продуктивність			
	– за годину змінного часу	га/год	2,28	2,8
	– за зміну	га/зм	15,96	19,6
	– за сезон	га	2394	2940
3	Витрати праці на одиницю роботи	люд.-год./га	0,43	0,35
4	Приріст продуктивності праці	%	22,8	22,8
5	Економія витрат праці	люд.-год.	–	235,2
6	Зниження витрат праці	%	–	18,6
7	Питома витрата палива	кг/га	4,3	2,7
8	Експлуатаційні витрати в розрахунку на одиницю роботи			
	– всього	грн/га	91,98	69,06
	– зарплата з нарахуваннями	грн/га	2,94	2,39
	– амортизація основних засобів	грн/га	21,17	17,62
	– ремонт та технічне обслуговування	грн/га	27,02	22,73
	– ПММ	грн/га	40,85	26,32
9	Річна економія експлуатаційних витрат	грн	–	70272,72
10	Приведені витрати	грн/га	108,27	82,95
11	Річний економічний ефект	грн	–	77631,12
12	Строк окупності	років	–	0,15

ВИСНОВКИ

Збільшення робочих швидкостей руху тракторів та їх енергонасиченості при незмінних існуючих конструкціях трансмісій значно підвищує коливання навантаження на гаку трактора у складі МТА, які, впливаючи на рушій, трансмісію, а також двигун, викликають зниження продуктивності МТА, підвищення зношування деталей трансмісії та шин, збільшення витрати палива, а також посилення негативного впливу рушіїв на ґрунт.

Для ефективного зниження динамічних навантажень у трансмісії МТА колісного трактора розроблена планетарна муфта зчеплення з пневмогідравлічним пружним елементом, яку можна встановлювати на трактор серійного виробництва з певною корекцією передаточних чисел коробки перемикання передач.

Теоретичне дослідження математичної моделі дозволило встановити оптимальні параметри пневмогідравлічного пружного елемента. Для досліджуваних машинно-тракторних агрегатів при роботі двигуна на номінальному навантаженні максимальний об'єм газового простору ПГА виявився рівним трьом літрам (при початковому тиску 0,1 МПа).

У результаті техніко-економічного аналізу встановлено, що річний економічний ефект від застосування планетарної муфти зчеплення з пневмогідравлічним пружним елементом становить 77361 грн на один трактор. Термін окупності капітальних вкладень – 0,15 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V. et al. Theoretical investigation of oscillatory processes in tractor transmission systems during tillage operations. *Agriculture*, 2022, Vol. 12(9), 1367. DOI: 10.3390/agriculture12091367
2. Wang J., Li Y., Zhao Z. Dynamic modelling and vibration characteristics of tractor–implement systems under field conditions. *Biosystems Engineering*, 2022, Vol. 214. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2021.11.012
3. Sharma A., Azad M. Recent advances in tractor traction mechanics and soil–tire interaction modelling: A review. *Journal of Terramechanics*, 2023, Vol. 107. DOI: 10.1016/j.jterra.2023.02.004
4. Jia H., Wang G., Li M. Ride comfort and vibration reduction of agricultural tractors equipped with hydro-pneumatic suspension systems. *Shock and Vibration*, 2021. DOI: 10.1155/2021/6643218
5. Martelli M., Molari G., Mattetti M. Comprehensive lumped parameter and multibody approach for tractor dynamic performance simulation. *IET Cyber-Systems and Robotics*, 2023. DOI: 10.1049/csy2.12092
6. Čupera J., Bauer F., Sedlák P. The role of traction-control cylinder pressure on tractor–plough set performance. *Smart Agricultural Technology*, 2024. DOI: 10.1016/j.atech.2024.100552
7. Guan X., Xu L., Ji J. Effects of wheel slip on fuel consumption and traction efficiency of agricultural tractors. *Agriculture*, 2023, Vol. 13(2), 358. DOI: 10.3390/agriculture13020358
8. Molari G., Mattetti M., Sedoni E. Energy demand and efficiency in agricultural tractor operations under different soil conditions. *Applied Sciences*, 2021, Vol. 11(3), 925. DOI: 10.3390/app11030925
9. Findura P., Nadykto V., Kyurchev V., Gierz Ł. Transverse Movement Kinetics of a Unit for Inter-Row Crops—Case Study: Cultivator Unit. *Applied Sciences*, 2024, Vol. 14(2), 580. DOI: 10.3390/app14020580

10. Nadykto V., Golub G., Tsyvenkova N. et al. Modeling Movement Stability of Machine-Tractor Units Based on Modular Type Tractor. *Applied Sciences*, 2025, Vol. 15(5), 2822. DOI: 10.3390/app15052822
11. Wong J.Y. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. 3rd Edition, Elsevier, 2022. ISBN: 978-0323902946
12. Crolla D. *Vehicle Dynamics Theory and Application*. Springer, 2022. ISBN: 978-3030764890
13. Dixon J.C. *Suspension Geometry and Computation*. Wiley, 2021. ISBN: 978-1119510796
14. Rao S.S. *Mechanical Vibrations*. 7th Edition, Pearson, 2021. ISBN: 978-1292261065
15. Verbitsky V., Bulgakov V., Pascuzzi S. et al. Dynamic loading and energy consumption of wheeled tractor units during agricultural operations. *Agriculture*, 2023, Vol. 13(7). DOI: 10.3390/agriculture13071452
16. Kim Y.S., Kim J.H., Park S.U. Prediction of tractor transmission load using multibody dynamic simulation under field operating conditions. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2022, Vol. 198. DOI: 10.1016/j.compag.2022.107024
17. Rakheja S. *Advanced Dynamics of Vehicle Systems*. Springer, 2021. ISBN: 978-3030558987
18. Rahman M., Chen Y. *Soil–Machine Interaction for Conservation Farming*. Springer, 2021. ISBN: 978-9811606793
19. Sakai K., Upadhyaya S. *Advances in Agricultural Machinery and Technologies*. Springer, 2021. ISBN: 978-9813364189
20. Grisso R., Pitman R., Perumpral J. *Tractor Management for Conservation Agriculture*. ASABE, 2021. ISBN: 978-1888626193

ДОДАТКИ