

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

Розгон Віталій Ігорович

УДК 631.37

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ТРАКТОРА МТЗ 1523В ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ
СІЛЬГОСПОПЕРАЦІЙ З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ СИСТЕМИ
БЛОКУВАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛА**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Розгон В.І.

Керівник роботи

Савченко В.М.

кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Розгон Віталій Ігорович. Підвищення ефективності використання трактора МТЗ 1523В під час виконання сільгоспоперацій з модернізацією системи блокування диференціала. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2025.

У кваліфікаційній роботі розглянуто питання підвищення ефективності використання колісного трактора МТЗ 1523В у сільськогосподарському виробництві шляхом удосконалення конструкції системи блокування диференціала. Проаналізовано сучасні технічні рішення щодо реалізації блокування міжколісного та міжосьового диференціала, визначено основні недоліки штатної системи трактора, зокрема недостатню надійність, повільну реакцію та неефективність при складних ґрунтових умовах. Запропоновано технічне рішення з модернізації системи, що передбачає впровадження електрогідравлічного управління з автоматизованим контролем стану тягових умов.

У процесі дослідження виконано розрахунки, що підтверджують економічну та технічну доцільність впровадження модернізованої системи блокування. Встановлено, що модернізація дозволяє підвищити прохідність трактора, зменшити буксування, покращити паливну економічність і знизити зношування трансмісійних вузлів. Також проведено порівняльну оцінку ефективності роботи базової та вдосконаленої конструкції за результатами експлуатаційних випробувань.

Ключові слова: трактор, блокування диференціала, модернізація, прохідність, тягово-зчіпні властивості.

ANNOTATION

Razgon Vitaliy Igorevich. Increasing the efficiency of MT3 1523B tractor use during agricultural operations with the modernisation of the differential locking system. – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in the specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

The qualification work considers the issue of increasing the efficiency of using the MTZ 1523V wheeled tractor in agricultural production by improving the design of the differential locking system. Modern technical solutions for the implementation of inter-wheel and inter-axle differential locking are analysed, the main disadvantages of the standard tractor system are identified, in particular, insufficient reliability, slow response and inefficiency in difficult soil conditions. A technical solution to modernise the system is proposed, which involves the introduction of electro-hydraulic control with automated monitoring of traction conditions.

In the course of the study, calculations were made to confirm the economic and technical feasibility of implementing the modernised locking system. It is established that the modernisation allows to increase the tractor's cross-country ability, reduce slippage, improve fuel efficiency and reduce wear of transmission units. A comparative assessment of the performance of the basic and improved design based on the results of operational tests was also carried out.

Keywords: tractor, differential lock, modernisation, cross-country ability, traction and coupling properties.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	9
РОЗДІЛ 2. ОПИС БЛОКУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ НА ТРАКТОРАХ.....	16
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА.....	27
РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ ПІД ЧАС ВИКОНАННІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ОПЕРАЦІЇ.....	44
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	54
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. У сучасних умовах інтенсифікації сільськогосподарського виробництва підвищується роль техніко-експлуатаційних характеристик тракторів, які безпосередньо впливають на продуктивність польових робіт і економічну ефективність фермерських господарств. Трактор МТЗ 1523В, завдяки своїй універсальності та високій потужності, є одним із провідних тягачів у структурі машинно-тракторного парку багатьох агропідприємств України. Водночас експлуатація цього трактора в складних ґрунтово-кліматичних умовах часто супроводжується пробуксовуванням коліс і нерівномірним розподілом крутного моменту між колесами, що призводить до зниження тягових властивостей, підвищеного зносу компонентів трансмісії та зростання витрат пального.

Модернізація системи блокування диференціала дозволяє значно поліпшити прохідність агрегату під час виконання основних сільгоспопераций — оранки, культивації, посіву та внесення добрив — забезпечуючи оптимальне зчеплення коліс із ґрунтом та запобігаючи надмірним навантаженням на трансмісію. Це, у свою чергу, сприятиме зменшенню простоїв через застрягання і технічні несправності, підвищенню ресурсу вузлів і агрегатів трактора, а також зниженню експлуатаційних витрат у довгостроковій перспективі.

Особливо важливою модернізація є за умов розширення технологій точного землеробства та екологічних вимог до мінімізації ущільнення ґрунту. Запровадження ефективної системи блокування диференціала сприятиме підвищенню якості виконання технологічних операцій та збереженню родючості ґрунтів. Враховуючи зазначене, дослідження, спрямоване на підвищення ефективності використання трактора МТЗ 1523В шляхом удосконалення механізму блокування диференціала, є своєчасним та має вагоме практичне значення для забезпечення конкурентоспроможності вітчизняного сільськогосподарського виробництва.

Мета роботи: розробити та обґрунтувати технічні рішення з модернізації системи блокування диференціала трактора МТЗ 1523В з метою підвищення його тягово-експлуатаційних характеристик, надійності та економічної ефективності під час виконання основних сільськогосподарських операцій.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- провести аналіз конструкції та принципу дії наявної системи блокування диференціала трактора МТЗ 1523В і визначити її слабкі місця;
- дослідити вплив параметрів блокування диференціала на тягові властивості та зносостійкість трансмісії в умовах різних типів ґрунтів;
- оглянути та систематизувати сучасні конструктивні рішення систем блокування диференціалів для тракторів аналогічного класу;
- визначити технічні вимоги до модернізованої системи блокування з урахуванням експлуатаційних навантажень і умов точного землеробства;
- розробити технічну документацію (кінематично-статичні схеми, креслення вузла блокування) для запропонованої модернізації;
- провести розрахунки міцності елементів модернізованої системи та оцінити її ресурси.

Об'єктом дослідження є експлуатаційні та техніко-експлуатаційні характеристики трактора МТЗ 1523В під час виконання основних сільськогосподарських операцій.

Предметом дослідження є вплив модернізованої системи блокування диференціала на тягові властивості, зносостійкість трансмісії та економічну ефективність роботи трактора МТЗ 1523В в умовах різних режимів ґрунтообробки і точного землеробства.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Савченко В. М., Білецький В. Р., Малишев Ю. С., Розгон В. І., Шепель О. В. Особливості організації технічного сервісу сільськогосподарської техніки в країнах європейського союзу. Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці

від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 20-21 лют. 2025 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. С. 67-70.

2. Шепель О.В., Розгон В.І., Малишев Ю.С. Особливості фірмового технічного сервісу сільськогосподарських машин. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: програма V Міжнар. наук.-практ. конференції молодих учених (Запоріжжя, 03-28 лютого 2025 р.) / ТДАТУ: ред. кол., С. В. Кюрчев, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, О. Г. Скляр [та ін.]. – Запоріжжя: ТДАТУ, 2025. URL: http://www.tsatu.edu.ua/tsst/wp-content/uploads/sites/6/shepel_25.pdf (дата звернення 13.05.2025).

Практичне значення одержаних результатів. Впровадження модернізованої системи блокування диференціала забезпечує суттєве покращення зчеплення коліс із ґрунтом, що сприяє зниженню простоїв трактора через пробуксовування та дозволяє підвищити середню швидкість виконання польових операцій. Це безпосередньо впливає на загальну продуктивність оранки, культивації, посіву та інших агротехнічних процедур.

Оптимізація роботи трансмісії зменшує інтенсивність зносу шестерень і півосей, що дозволяє значно скоротити витрати на ремонт і заміну вузлів. Завдяки ефективнішому використанню крутного моменту відбувається економія пального, що підвищує економічну доцільність експлуатації трактора.

Результати розрахунків міцності демонструють збільшення ресурсу елементів модернізованої системи блокування, що дає змогу подовжити міжремонтні інтервали та підвищити надійність трактора в цілому. Це особливо важливо для агропідприємств, що прагнуть мінімізувати простої техніки.

Запропоноване технічне рішення сприяє удосконаленню технологій точного землеробства, оскільки забезпечує стабільне підтримання заданої глибини і якості обробки ґрунту. Такі властивості стають критично важливими

при використанні GPS-керування й нормованого внесення добрив, а також при мінімізації ущільнення ґрунтового шару.

На основі проведеного дослідження можуть бути розроблені методичні рекомендації для агропідприємств та навчальні матеріали з експлуатації й технічного обслуговування модернізованого трактора. Це сприятиме поширенню ефективних практик модернізації сільгосптехніки та підвищенню рівня кваліфікації обслуговуючого персоналу.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 23 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 56 сторінок комп'ютерного тексту, містить 21 рисунок та 2 таблиці.

РОЗДІЛ 1

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Кількість колісних тракторів у сільському господарстві з року в рік збільшується. Це пояснюється багатьма перевагами цих тракторів перед гусеничними. Колісні трактори мають більшу універсальність, менші витрати на утримання, вони добре агрегатуються з навісними машинами та знаряддями, мають кращу прохідність у міжряддях. Недоліком колісних тракторів є підвищена чутливість ходової системи до вологості ґрунту. Унаслідок цього ускладнюється або стає неможливим використання їх у період весняних або пізніх осінніх польових робіт. [5]

Під час роботи колісних тракторів на перезволожених і пухких ґрунтах, під час руху тракторів бездоріжжям через значне зниження зчеплення з ґрунтом і дорогою різко зростає буксування, збільшуються втрати на самопересування і використання машини стає неефективним або взагалі неможливим. Для запобігання зазначеним негативним явищам використовують різні пристрої та прийоми.

Зміна тиску повітря в шинах тракторів високої прохідності. Під час зниження тиску збільшується деформація шин, зростають площа контакту коліс із ґрунтом та їхнє зчеплення. Однак користуватися цим способом необхідно обережно, не знижувати тиск нижче за межі, зазначені в паспорті шин. При переході на твердий ґрунт тиск потрібно відразу ж збільшити.

Заповнення рідиною камер шин ведучих коліс, що мають великий внутрішній об'єм, дає змогу відчутно збільшити зчіпну вагу. Камери заповнюють водою на 3/4 їхнього об'єму, а під час заморозків заливають 25 %-вий розчин хлористого кальцію (CaCl_2), який не замерзає до температури -30°C . Після заповнення камер водою або розчином колесо накачують повітрям до нормального тиску. Під час транспортних робіт рідину необхідно злити.

Напівгусеничний хід (рис. 1.1) найраціональніше використовувати на перезволожених ґрунтах, бездоріжжям і за глибокого снігового покриву. Він складається з двох комплектів гумометалевих гусениць і натяжних пристроїв [5].

Принципова відмінність гусеничного рушія від колісного - те, що колеса котяться безпосередньо по ґрунту, долаючи нерівності та мнучи його (утворюючи колію), а опорні катки гусеничного рушія перекочуються гладкою, відносно рівною штучною стежкою, яку утворюють ланки нескінченного гусеничного ланцюга, що вистилаються на ґрунті.



Рис. 1.1. Напівгусеничний хід.

На зовнішній стороні ланок для кращого зчеплення гусениці з ґрунтом робляться виступи - ґрунтозацепи. Зуби ведучих коліс трактора, зачіпаючись за гусениці, прагнуть висмикнути їх з-під опорних котків трактора. Однак гусениці притиснуті до ґрунту вагою трактора, а ґрунтозацепи створюють додатковий упор у ґрунт; тому перекотити трактор по гусеницях легше, ніж висмикнути гусениці з-під опорних котків. У результаті ведучі колеса, відштовхуючись від ділянок гусениць, що лежать на ґрунті, забезпечують пересування трактора вперед. Одночасно ведучі колеса передають ланки гусениць, що звільняються, вперед, а напрямні колеса укладають їх перед передніми опорними котками.

За однакових тягових зусиль буксування гусеничного рушія менше. Маса гусеничного трактора розподіляється по значно більшій опорній поверхні, ніж у колісного. Завдяки цьому досягається малий питомий тиск на ґрунт, через що гусеничні трактори мають підвищену прохідність по пухких і вологих ґрунтах і

чинять менший ущільнювальний вплив на ґрунт. Крім того, на пухких і слабких ґрунтах зменшуються витрати потужності на перекочування трактора. Так, гусеничний трактор витрачає на своє самопересування по стерні під час оранки 9...14% потужності двигуна, а колісний за тих самих умов – 15...20%.

До недоліків гусеничного рушія, як порівняти з колісним, належать: підвищена металоємність, складність конструкції та вища вартість, більші втрати на самопересування твердими ґрунтами, менші транспортні швидкості через більші інерційні навантаження, в експлуатації вони потребують більших витрат у технічному обслуговуванні та ремонті.

Довантаження ведучих коліс дає змогу отримати велику силу тяги на ґрунтах із малим коефіцієнтом зчеплення. Застосовують кілька способів довантаження ведучих коліс.

Встановлення здвоєних коліс і шин із широким профілем (рис. 1.2). Для роботи на перезволожених ґрунтах і меліорованих торфовищах колеса або шини широкого профілю. Другий комплект коліс кріплять до першого за допомогою спеціальних перехідників. При цьому буксування зменшується у 2 рази і більше, помітно зростає тягове зусилля трактора.



Рис. 1.2. Зразки широкопрофільних шин

Встановлення додаткових вантажів на диск заднього колеса (рис. 1.3) і передній брус напіврами (рис. 1.4) Залежно від необхідного довантаження задніх коліс можна встановлювати на кожне колесо вантажі на праве й ліве колеса, що встановлюють зазвичай за умови оранки, коли праве колесо трактора йде по дну борозни (трактор нахиляється праворуч) і на нього діє більша частина зчіпної

ваги трактора. У цьому разі менш навантажене ліве колесо довантажуються установкою додаткових вантажів.

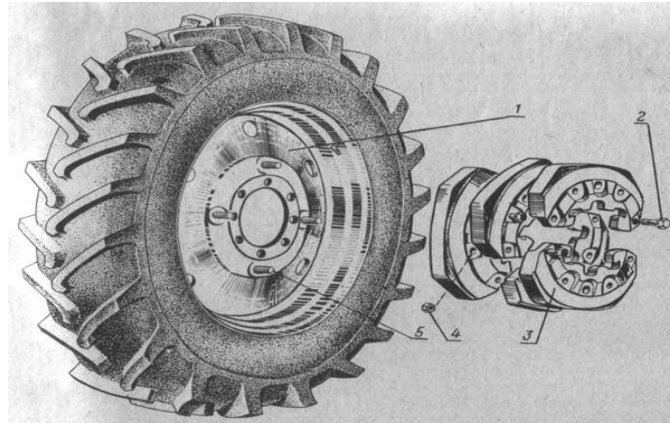


Рис. 1.3. Встановлення додаткових вантажів на диск заднього колеса

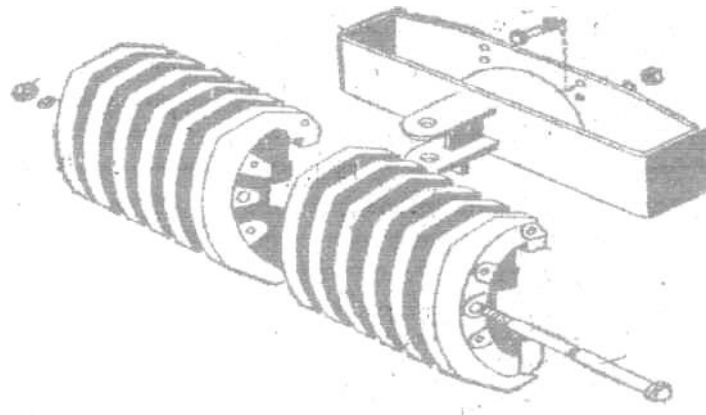


Рис. 1.4. Встановлення додаткових вантажів на передній брус трактора

Довантажувачі ведучих коліс. Під час довантаження ведучих коліс трактора його зчіпна (маса, що припадає на ведучі колеса) маса збільшується, а отже, зменшується буксування ведучих коліс, робочий процес виконується з меншими втратами швидкості руху, а отже, з вищою продуктивністю. Довантаження трактора за заданих умов залежить від навантаження, що передається опорними колесами навісної машини. Зменшення його на опорних колесах збільшує загальне довантаження трактора, підвищує його зчіпну масу і знижує тяговий опір навісної машини [5].

Застосування ланцюгів проти ковзання на обмерзлом ґрунті, під час руху засніженою дорогою та в інших поганих дорожніх умовах значно збільшують прохідність, сприяють очищенню ґрунтозацепів шин від налиплого ґрунту.

Застосування диференціалів підвищеного тертя. Диференціали підвищеного тертя частково вирішують проблему блокування, порушуючи кінематичну рівновагу сателітів. Переважно цей тип блокувальних пристроїв застосовується в передніх ведучих мостах. Але у таких диференціалів є один мінус, під час повороту вони перешкоджають повороту трактора, водночас збільшуються навантаження в трансмісії та відбувається прискорений знос шин.

Найбільш прийнятним є застосування Автоматичного блокування диференціала. Застосування автоматичного блокування диференціалів і міжосьового приводу значно покращує динамічні якості машин під час розгону і гальмування. Випробування трактора зі встановленим на ньому автоматичним блокуванням диференціала довело його високу ефективність на таких роботах як оранка, боронування, культивация. Застосування автоматичного блокування диференціала показало, що в середньому буксування машини знижується на 10% за рахунок застосування АБД (рисунок 3.5).

Це відбувається за рахунок зменшення буксування задніх коліс під час роботи з підвищеним буксуванням. Застосування АБД найприйнятніше виходячи з економічних міркувань, оскільки АБД дуже проста у використанні, особливо в автоматичному режимі [5].

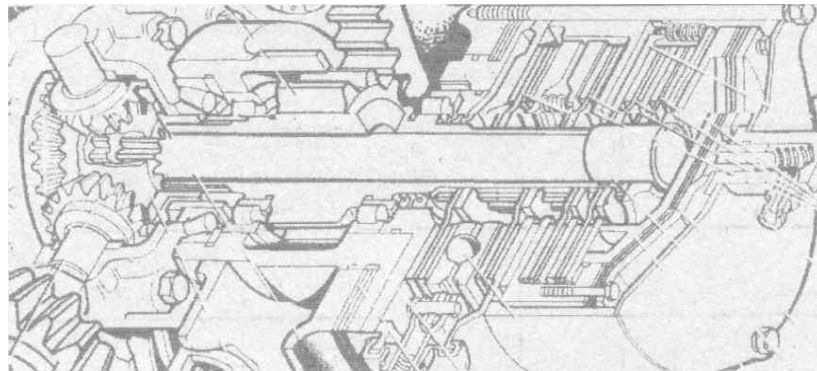


Рис. 1.5. Автоматичне блокування диференціала

Застосування примусового змащення поверхонь, що труться, диференціала. Робота пари тертя хрестовина диференціала - сателіт відбувається за нестачі мастила (в умовах сухого або граничного тертя), що призводить до зниження ККД і підвищеного зносу деталей і вузлів. Змащування поверхонь, що

труться, здійснюється масляним туманом, що проникає через вікна в корпусі диференціала. У сполученні хрестовина - сателіт під час роботи диференціала виникають великі радіальні зусилля за малих кутових швидкостей обертання сателіта, це призводить до витіснення мастильного матеріалу із зазору хрестовина - сателіт, усе це призводить до виникнення дефіциту мастильного матеріалу та до вищевикладених наслідків. Також, спостерігається нестача мастила і в зоні зубчастого зачеплення сателіти - сонячні шестерні. Застосування примусового змащення поверхонь, що труться, диференціала дасть змогу підвищити ККД і надійність цього вузла.

Застосування різних блокувальних пристроїв. Робота фрикційної муфти блокування диференціала пов'язана з низкою проблем: не завжди відбувається повне блокування диференціала, невисока надійність муфти. Нині доцільно застосовувати як керівну ланку багатодискову фрикційну муфту такої конструкції (рис. 1.6).

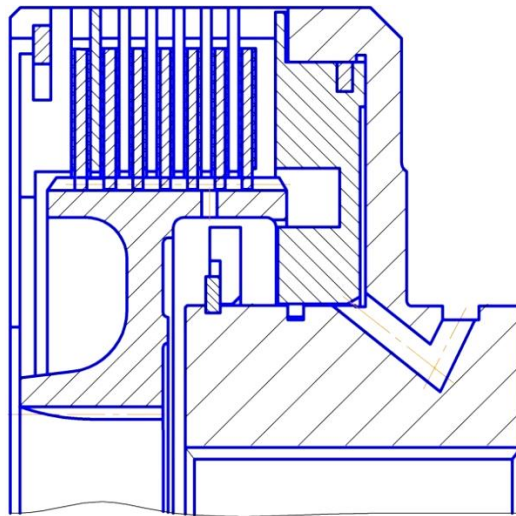


Рис. 1.6. Багатодискова фрикційна муфта.

Застосування різних блокувальних пристроїв. Робота фрикційної муфти блокування диференціала пов'язана з низкою проблем: не завжди відбувається повне блокування диференціала, невисока надійність муфти. Нині доцільно застосовувати як керівну ланку багатодискову фрикційну муфту такої конструкції (рис. 1.6).

Висновки по розділу.

У ході дослідження основних напрямів підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів було встановлено, що ключовими чинниками ефективності є оптимальне навантаження на ведучі колеса, правильне вибір шин і регулювання тиску в них, а також використання систем баластування і центрального підкачування шин. Застосування регульованого баласту дозволяє досягти більш повного використання зчіпної ваги трактора без перевантаження, що позитивно впливає на економічність і продуктивність сільськогосподарських робіт.

Окрім того, важливу роль відіграють конструктивні удосконалення трансмісійних систем і впровадження інноваційних технологій, таких як електронне керування тягою, адаптивні системи розподілу потужності, диференціали з підвищеним тертям тощо. Впровадження зазначених заходів у поєднанні з удосконаленням методів технічного обслуговування дає змогу суттєво покращити експлуатаційні характеристики тракторів, знизити витрати пального та підвищити якість виконання технологічних операцій у полі.

РОЗДІЛ 2

ОПИС БЛОКУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ НА ТРАКТОРАХ

Нині практично всі трактори і багато автомобілів обладнані пристроями, що обмежують величину роздільного буксування коліс. За рівнем автоматизації засобів регулювання параметрів блокування, блокуючі пристрої підрозділяються на системи примусової та автоматичної дії.

Диференціали з примусовим блокуванням.

Диференціали з примусовим блокуванням це, мабуть, одні з найдавніших способів заблокувати диференціал і найпростіший у виготовленні (вперше був застосований у 1906 р. в автомобілях "Мерседес-Бенц").

Під час увімкнення блокування диференціала, муфта (найчастіше кулачкова, шліцьова або штифтова), яку приводили в дію педаллю (важелем), блокувала корпус диференціала з півоссю або дві півосі між собою. Для забезпечення керованості трактора муфти виконували тільки такими, що примусово замикаються, що досягалося встановленням відтягнутих пружин, які вимикають блокування при припиненні натискання на педаль.

Для примусового блокування диференціала характерні простота конструкції та надійність блокування. Однак йому притаманні й істотні недоліки: неавтоматичність дії; необхідність здебільшого вимкнення муфти зчеплення, тобто розриву потоку потужності під час увімкнення блокування; складність увімкнення внаслідок можливої розбіжності кулачків або шліців напівмуфт, можливі перевантаження трансмісії на поворотах. Таке блокування, як правило, служить засобом для подолання тимчасових опорів і не призначене для постійної роботи як засіб підвищення тяги. Ці недоліки знижують ефективність застосування примусового блокування, зокрема і з фрикційними муфтами.

Диференціали з примусовим блокуванням набули поширення на таких тракторах як МТЗ-50, МТЗ-52, Т-16М, Т-40.

Нині трактори тільки з примусовим блокуванням уже не випускають, їх майже повністю витіснили диференціали з автоматичним блокуванням, різних за принципом дії. Здебільшого це диференціали підвищеного тертя (плунжерно-кулачкові, з фрикційними елементами і гідравлічним опором); зі змінним передавальним числом; керовані фрикційними або зубчастими муфтами і комбіновані.

Самоблокувальні диференціали підвищеного тертя, що самоблокуються.

Диференціали, що самоблокуються, можна розділити за ступенем блокування на механізми повного (коефіцієнт блокування дорівнює нескінченності) і неповного (диференціали підвищеного тертя, зі змінним передавальним числом та ін.) блокування.

При цьому під коефіцієнтом блокування слід розуміти максимальне відношення крутних моментів на відстаючому і забігаючому колесах однієї ведучої осі.

Теоретичні та експериментальні дослідження тертя в диференціальних механізмах показали, що коефіцієнт блокування K_b самоблокувальних диференціалів перебуває в межах 2,5...5,0. Це в окремих випадках руху значно перевищує загальну силу тяги трактора і значно збільшує його прохідність. Однак при цьому було помічено, що в трансмісії виникають автоколивання, спричинені тертям у диференціалі під час перерозподілу моментів між ведучими колесами. Амплітуда цих коливань досягає 50...80% від моменту, підведеного до диференціала. Енергія коливального процесу спричиняє нагрівання мастила та підвищений шум у трансмісії.

Незважаючи на мінуси, диференціали, що самоблокуються, застосовують у тракторобудуванні, так, приміром, на тракторах "Мінського тракторного заводу" в передній ведучий міст (рис. 2.1) встановлено самоблокувальний диференціал.

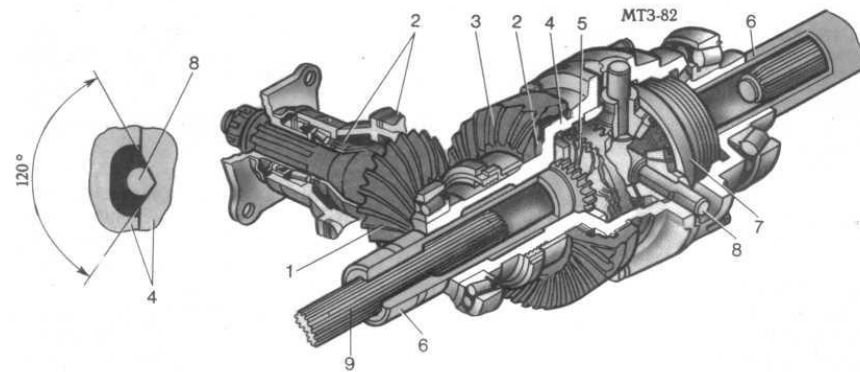


Рис. 2.1. Передній ведучий міст трактора МТЗ-82.

З рухомими осями сателітів і фрикційними муфтами.

У цьому диференціалі замість звичайної хрестовини є дві взаємно перпендикулярні осі з лисками, (рис. 2.2.) що утворюють тупий кут.

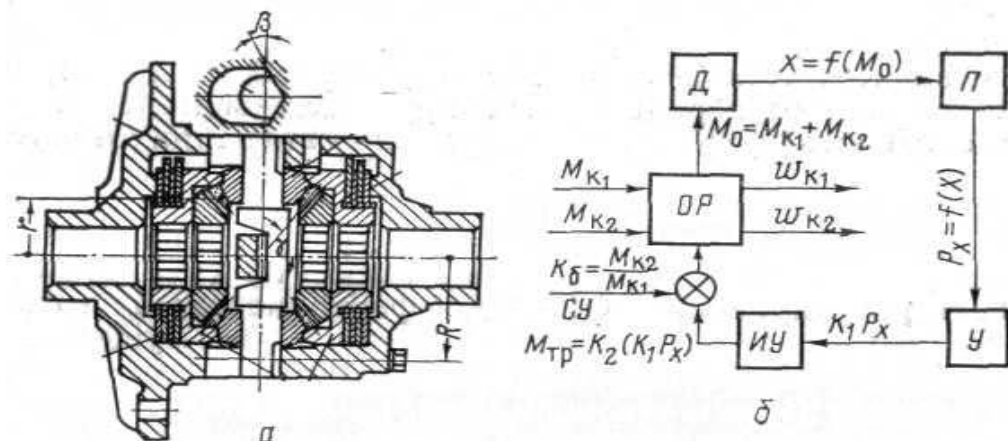


Рис. 2.2. Самоблокувальний диференціал із рухомими осями сателітів і фрикційними муфтами (а) та його структурна схема (б):

Кінці осей входять у гнізда коробки диференціала, що мають такий самий кут, як і лиски кінців осей. Крутний момент до ведучих півосей передається двома потоками: перший - від відомої шестерні головної передачі та корпусу диференціала, через скоси (лиска) кінців осей, сателіти, напівосьові шестерні; другий – від корпусу диференціала через фрикційні диски тертя до напівосьових шестерень.

Автоматичність дії диференціала полягає в залежності моменту тертя фрикційних муфт від зусилля в зачепленні сателіт - напівосьова шестерня і від осьової сили в скосах корпусу диференціала, тобто від крутного моменту, що передається диференціалом.

У передніх ведучих мостах тракторів "Білорусь" такі диференціали добре себе зарекомендували у зв'язку з тим, що ці мости вмикаються в роботу за доволі високого буксування (5-8%) і працюють у тяговому режимі тимчасово. Однак стендові випробування таких диференціалів показали нестабільність їхніх блокувальних властивостей у зв'язку зі зниженням коефіцієнта тертя дисків під час їхнього припрацювання. У тяговому і гальмівному режимах ці диференціали чинять додатковий опір повороту. Зі збільшенням буксування момент опору осі з блокованим диференціалом зменшується, а дотична сила тяги P_k і коефіцієнт блокування, навпаки, збільшують момент опору повороту.

У тракторах Т-150К (рис. 2.3.) встановлено самоблокувальний диференціал підвищеного тертя, блокування якого відбувається за рахунок осьової сили в зачепленні сателітів із напівосьовою шестернею.

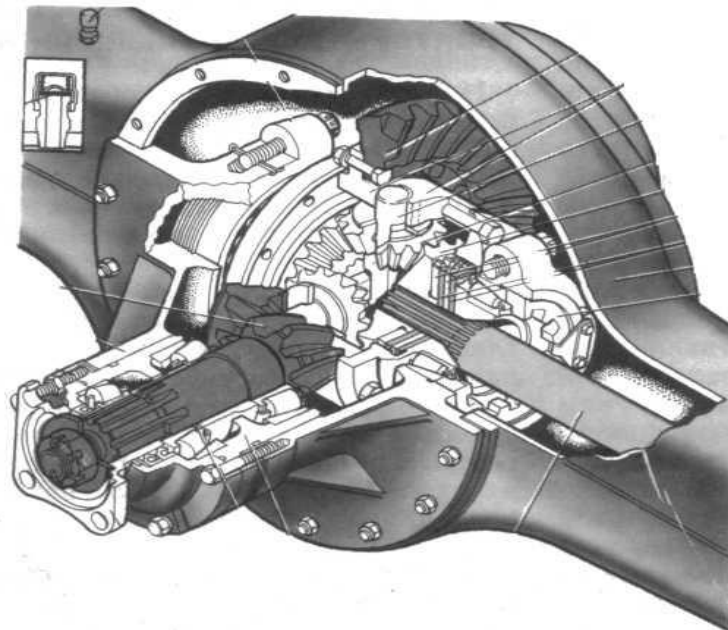


Рис. 2.3. Провідний міст трактора Т-150К

Що більший момент передаватиметься через диференціал, то більші сили будуть у зачепленні, то сильніше напівосьова шестерня, вільно посаджена на

шліцах, стискатиме диски тертя, що зв'язуватимуть піввісь із корпусом диференціала. Величина блокування прямопропорційна різниці опорів переміщення ведучих коліс.

Муфти вільного ходу, що застосовуються як міжколісні диференціали.

Механізми вільного ходу, що застосовуються як диференціали, бувають роликковими, кулачковими і храповими.

Найбільшого поширення набули кулачкові диференціали вільного ходу (рисунок 3.4.), які встановлюють у ведучих мостах тракторів К-700, автомобілів фірми "DAP" США та ін. Ці диференціали забезпечують повне блокування півосей під час прямолінійного руху.

Для того щоб вимкнена ведена муфта після закінчення повороту знову ввімкнулася, необхідне не тільки вирівнювання кутових швидкостей обох коліс, а й деякий поворот вимкненої веденої муфти у зворотному напрямку. Це здійснюється автоматично внаслідок деформації еластичних шин. Під час повороту через тангенціальне стиснення шини радіус кочення внутрішнього колеса зменшується порівняно з радіусом кочення зовнішнього. Унаслідок цього різниця кутових швидкостей внутрішнього і зовнішнього коліс непропорційна різниці шляхів, що проходять шини. Зі збільшенням радіуса повороту кутові швидкості коліс вирівнюються ще до виходу з повороту, і під час подальшого його збільшення кутова швидкість зовнішнього колеса стає меншою за внутрішнє, і ведена муфта цього колеса повертається відносно провідної в бік, зворотний до її початкового обертання. Це сприяє ввімкненню зовнішньої веденої муфти і переходу ведучого моста в бездиференційний режим.

Однак установа диференціалів вільного ходу в ведучих мостах тракторів унаслідок автоматичного вимкнення колеса, що забігає, значно знижує тягові якості їх під час руху на повороті. Відключення одного колеса відбувається також під час переїзду нерівностей у вигляді вибоїн завдовжки 4,0-4,5 м та глибиною 0,35-0,45 м. Крім того, їх неможливо встановлювати в трансмісії тракторів із роздільним гальмуванням коліс на повороті.

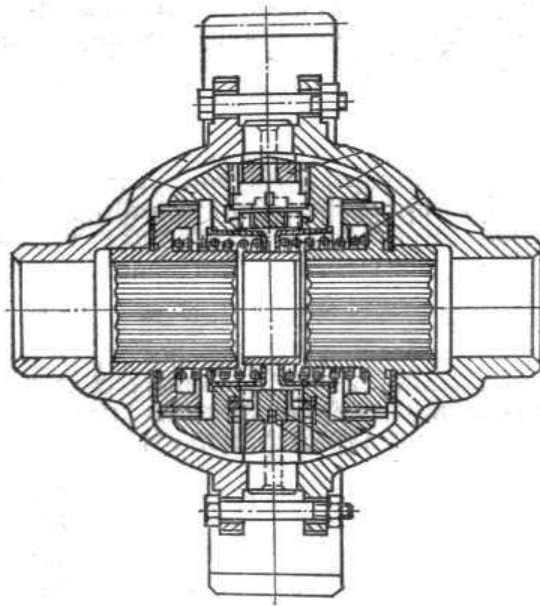


Рис. 2.4. Диференціал із кулачковими муфтами вільного ходу.

Найпростішим механізмом, використовуваним замість диференціалів, є обгонна муфта храпового типу, встановлена в передніх ведучих мостах тракторів Липецького заводу. Робота такого механізму супроводжується значними ударними навантаженнями внаслідок вимкнення однієї з обгінних муфт не тільки під час руху на повороті, а й під час переїзду слизьких ділянок дороги, коли колесо, яке перебуває в найкращих зчіпних умовах, сприймає повне тягове навантаження.

Диференціали з муфтами граничного моменту тертя.

Значну групу блокованих диференціалів складають пристрої, що створюють постійний за величиною момент тертя. Такі диференціали заблоковані постійно і розблоковуються, коли різниця крутних моментів на його півосях перевищить момент тертя муфти. При цьому в диференціалі підтримується момент тертя, що дорівнює граничному моменту муфти. Коефіцієнт блокування таких диференціалів залежить від переданого диференціалом моменту і розташування муфти. При розташуванні блокувальної муфти між корпусом диференціала і півоссю

$$K_{\phi} = \frac{M_0 + M_{mp}}{M_0 - M_{mp}} \quad (2.1)$$

Якщо муфта безпосередньо пов'язує дві півосі, то

$$K_{\delta} = \frac{M_0 + 2M_{mp}}{M_0 - 2M_{mp}}, \quad (2.2)$$

тобто в другому випадку для створення однакового коефіцієнта блокування потрібна муфта, що має в 2 рази менший граничний момент тертя. При цьому симетричність диференціала в обох випадках зберігається.

Диференціали з муфтами граничного моменту тертя чинять додатковий опір повороту, який навантажує трансмісію протягом усього часу повороту. За різниці моментів за зчепленням ΔM_{cu} , що перевищує $M_{(т) (р) ібп}$ муфти, вона буксує і швидко зношується, а за $\Delta M_{cu} < M_{(т) (р) ібп}$ перевантажується трансмісія і зношуються шини. Для зменшення часу буксування муфти і зношування шин застосовують фрикційні муфти із самовимкненням. Диференціали з такою муфтою (рисунок 3.5. а) виготовляли для тракторів "Білорусь". Блокування диференціала здійснюється шляхом з'єднання фрикційною муфтою 2 корпусу диференціала 1 з півоссю 9. Розблокування відбувається під час руху на повороті або в разі перевантажень однієї півосі, коли різниця крутних моментів півосей перевищує розрахунковий момент муфти. При цьому півосі 9 і 10 провертаються відносно одна одної, провертають з'єднані з ними напівмуфти 7, 8. Рухаючись в осьовому напрямку, напівмуфта 7 через гвинт 6 переміщує золотник 4, встановлений у корпусі 5, і роз'єднує робочу порожнину муфти 2 від магістралі тиску 3. Муфта вмикається і розблоковує диференціал. Після закінчення повороту кутові швидкості правої та лівої півосей вирівнюються і напівмуфти 7, 8 зчіплюються, а золотник під дією робочого тиску переміститься праворуч і диференціал знову заблокується. Перевага таких диференціалів у тому, що вони значно скорочують час дії моменту опору під час повороту машини, тому що під час досягнення значення $M_{спмакс}$ муфта автоматично вмикається і звільняє диференціал. Загальний недолік диференціалів з муфтами граничного моменту - погіршення обертальності машини під час руху пухким ґрунтом, коли момент

опору не досягає значень $M_{(т) (р) і(6п)}$. У цьому разі поворот машини можна здійснити із заблокованим диференціалом за умови $R > 25$ м.

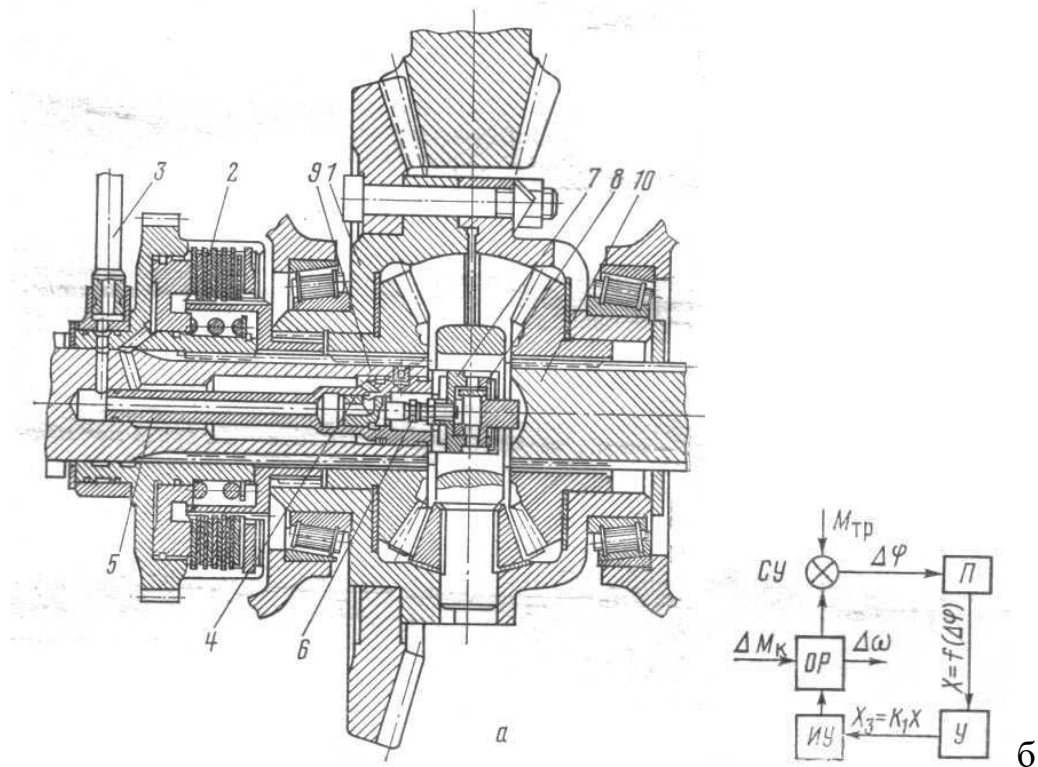


Рис. 2.5. Диференціал із муфтою граничного моменту тертя (а) і структурна схема САР (б).

Автоматично керовані диференціали.

Автоматично керованими диференціалами є пристрої, що містять звичайний конічний диференціал із муфтою його блокування та систему керування цією муфтою.

У 1926 р. в Німеччині і в 1932 р. в СРСР були запатентовані конструкції автоматично керованих диференціалів - схеми, в яких пропонувалося управління муфтою блокування диференціала зв'язати з деталями рульового управління автомобіля. Однак до середини 50-х років, незважаючи на велику кількість патентів, керовані диференціали майже не використовували, оскільки на той час з'явилися конструкції самоблокувальних безшестеренних диференціалів, що самоблокуються, у вигляді різних муфт вільного ходу.

У 1955 р. фірма "Вагнер" США виготовила один із перших тракторів із блокуванням диференціала, що вмикається автоматично на поворотах, що дало змогу збільшити продуктивність трактора на оранці на 10-15%.

Починаючи з 60-х років запатентовано велику кількість конструкцій і схем керування диференціалом, які відрізняються головним чином пристроєм приводу системи керування. Пропонується управління блокуванням здійснювати від рульового механізму, від гальм, від гідродовантажувача ведучих коліс. У 1958 р. фірма "Фергюсон" отримала патент на систему автоматичного розблокування диференціала в разі натискання на педаль гальм, відхилення керованих коліс на заданий кут, під час дії перевантажень на навісний пристрій і підняття навіски-трактора в транспортне положення. Однак наразі такі складні системи поки що використовуються тільки в іноземних тракторах.

Системи автоматичного керування диференціалом, зблоковані з деталями рульового керування, стали однією з перших серійно випускаємих конструкцій автоматично керованих диференціалів, у яких інформаційною змінною величиною є кут відхилення керованих коліс від нейтрального положення, можна вважати конструкцію Мінського тракторного заводу (рисунк 3.6).

Така система забезпечує постійне блокування диференціала під час прямолінійного руху та автоматично розблоковує його під час руху на повороті, коли керовані колеса повернені від нейтрального положення на деякий кут, який називається кутом блокування. Передбачено також ручне керування блокуванням з кабіни водія.

Основними статичними характеристиками системи автоматичного керування диференціалом цього типу є величина граничного моменту блокувальної муфти і значення кута блокування.

З аналізу результатів досліджень автоматично керованих диференціалів видно, що такі системи дають змогу повністю використати переваги конічного диференціала під час руху на повороті, їй притаманні основні достоїнства

примусового блокування (надійність блокування, можливість ручного керування) та самоблокувальних диференціалів (автоматичність дії).

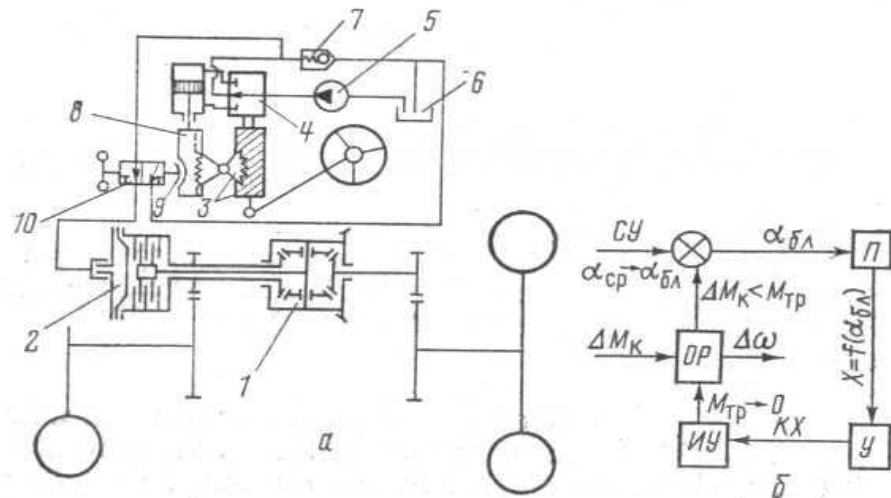


Рис. 2.6. Система блокування диференціала заднього моста трактора з автоматичним керуванням (а) та її структурна схема (б): 1 – міжколісний диференціал; 2 – фрикційна муфта; 3 – рульовий механізм; 4 – розподільник гідропідсилювача; 5 – насос; 6 – зливний бак; 7 – редукційний клапан; 8 – рейка гідропідсилювача; 9 – шуп датчика автоблокування; 10 – розподільник керування фрикційною муфтою.

Висновки по розділу

Аналіз блокувальних пристроїв, що застосовуються на сучасних тракторах, показав їхню ключову роль у підвищенні прохідності машин, забезпеченні стійкості руху та ефективному передаванні тягового зусилля на різні типи покриття. Найпоширенішими є механічні, гідравлічні та електронно-керовані блокування диференціалів, кожен з яких має свої переваги в умовах різної складності експлуатації. Застосування таких пристроїв дозволяє мінімізувати пробуксовування коліс і покращити зчеплення з ґрунтом, що є критично важливим для виконання енергомістких сільськогосподарських операцій.

Сучасні тенденції розвитку блокувальних пристроїв спрямовані на автоматизацію їхнього керування, що забезпечує своєчасне реагування системи на зміну дорожніх умов без участі оператора. Це сприяє підвищенню безпеки роботи, зниженню втомлюваності водія та поліпшенню загальної ефективності функціонування тракторів. Враховуючи стрімкий розвиток електроніки та інтеграцію тракторів у цифрові системи управління, перспективним напрямом є впровадження інтелектуальних диференціалів з автоматичним адаптивним контролем тяги.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА

3.1 Актуальність проблеми

Під час купівлі нової техніки віддають перевагу колісним тракторам "Мінського тракторного заводу" через деякі причини (трактори "Беларус" підприємствам придбати легше через допомогу держави, простота обслуговування, ремонтпридатність і надійність в експлуатації), а трактор "Беларус-1523В" останнім часом найбільше купують з енергонасичених тракторів. Йому доводиться працювати в різних тягово-зчіпних умовах, тому дана проблема підвищення тягово-зчіпних властивостей досить актуальна.

На наш погляд, найпростіший спосіб, який не потребує великих додаткових капіталовкладень і витрат праці - це застосування блокування диференціала, оскільки всі сучасні трактори обладнуються різними пристроями блокування диференціала, що відрізняються принципом дії та конструктивним виконанням.

Блокування диференціала як спосіб підвищення тягово-зчіпних властивостей має низку переваг порівняно з іншими широковідомими способами (застосування аркових шин і здвоєних коліс, напівгусеничного ходу, наповнення камер водою, механічне і гідравлічне довантаження тощо).

- немає необхідності в спеціальній підготовці трактора;
- простота у використанні, що не потребує великих навичок від тракториста;
- можливість автоматизації;
- найголовніше те, що блокування диференціала може поєднуватися з будь-якими іншими способами підвищення тягово-зчіпних властивостей.

З усіх способів блокувати диференціал у тракторобудуванні найбільшого застосування набули три способи блокування диференціала ведучих коліс:

1) примусове, 2) застосування диференціалів, що самоблокуються, і диференціалів підвищеного тертя, 3) автоматичне із зовнішнім керуванням. Примусове блокування можна вмикати тільки під час прямолінійного руху за необхідності підвищити тягово-зчіпні властивості, під час повороту на гарній дорозі з блокованим диференціалом у трансмісії виникають великі напруження, що можуть призвести до поломки останнього, а також підвищене спрацьовування шин та важкість керування.

Уже розроблено самоблокувальні диференціали, що мають високий коефіцієнт блокування і водночас невеликий опір повороту, але їхнє застосування в конструкції тракторів "Мінського тракторного заводу" не виправдане (необхідність переналагодження устаткування, а отже, значних капіталовкладень, кращі варіанти вже використовують інші виробники, тому вимагають відрахувань за використання патентів).

Найвиправданіший спосіб блокування диференціала тракторів сімейства "Беларус" - це автоматичне блокування диференціала, яке наразі встановлюють на всі трактори "Мінського тракторного заводу", але, на мій погляд, у нього є невеличкий недолік, який проявляється на енергонасичених тракторах.

Зі збільшенням потужності двигуна конструкція заднього ведучого моста трактора "Беларус-1523В" змінилася незначно, але потужність, що передається, зросла, і як наслідок на дуже навантажених роботах іноді трапляються поломки диференціала. Здебільшого це відбувається, коли у важких умовах тракторист використовує примусове блокування диференціала. Тому вводячи в магістраль підведення масла до муфти механізму блокування запобіжний клапан, розрахований на тиск, достатній для блокування диференціала, ми унеможливуємо аварійну експлуатацію трактора. Якщо трактор виїде на хорошу дорогу або в разі перевантаження, фрикційна муфта блокування диференціала працюватиме як запобіжна муфта і на певний час розблокує диференціал, унеможлививши тим самим його поломку. Найважливіше, що ця

модернізація не потребує переналагодження обладнання та значних капіталовкладень.

Крім цього пропонується автоматизувати систему шляхом модернізації системи управління блокуванням диференціала, що забезпечує автоматичне управління блокуванням диференціала залежно від швидкості руху трактора і кута повороту керованих коліс. Ця модернізація дасть змогу підвищити не тільки ефективність використання трактора "Беларус-1523В", а й дасть змогу діагностувати вузол.

3.2 Огляд та аналіз систем керування блокуванням диференціала

Система управління блокуванням диференціала заднього моста трактора "Беларус-1523В".

Система керування блокуванням диференціала (БД) заднього моста (рис. 3.1) складається з панелі керування (1), розміщеної в кабіні трактора праворуч від водія, датчика (10) кута повороту напрямних коліс, встановленого на ПВМ із лівого боку, двох датчиків (13) увімкненого стану робочих гальм, розміщених під гальмівними педалями, електрогідророзподілювача (6), встановленого на правій кришці КП та гідравлічно зв'язаного з фрикційною муфтою БД заднього моста, сполучних кабелів (9) із роз'ємом (4) і колодками (12). Система живиться від бортової електромережі через блок запобіжників (2). Живлення системи здійснюється після запуску двигуна від блока пускових реле (3).

На панелі (1) розташовані клавішний перемикач (17) керування БД заднього моста та сигналізатор (16) увімкненого стану БД заднього моста. Перемикач (17) має три положення:

- Блокування автоматичне (верхнє фіксоване);
- Блокування примусове (нижнє нефіксоване);

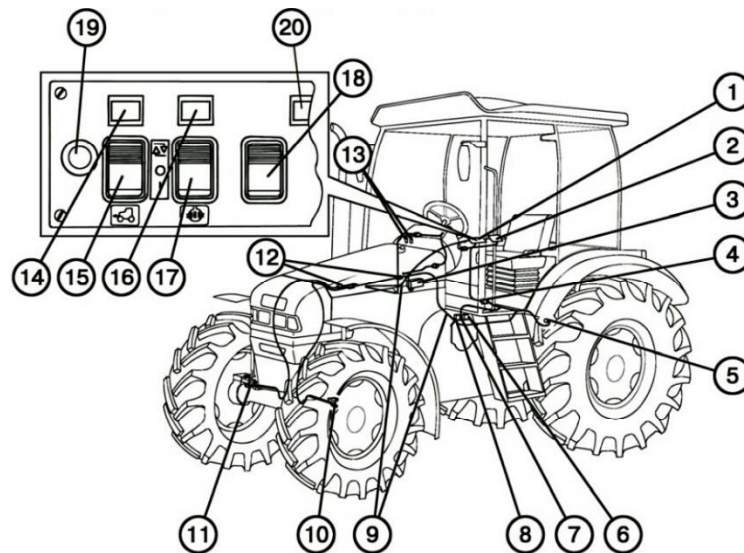


Рис. 3.1. Система керування блокуванням диференціала (БД) заднього моста і приводом переднього ведучого моста (ПВМ): 1 – панель управління; 2 – блок запобіжників; 3 – блок пускових реле; 4 – штепсельний роз'єм; 5 – датчик реверсу; 6 – електрогіддорозподільювач управління БД; 7 – датчик автоматичного ввімкнення приводу ПВМ; 8 – гіддорозподільювач управління приводом ПВМ; 9 – з'єднувальні кабелі; 10, 11 – датчики кута повороту напрямних коліс; ± 13 град. і ± 25 град, відповідно; 12 – з'єднувальні колодки; 13 – датчики увімкненого стану робочих гальм; 14, 16, 20 – сигналізатори; 15 – перемикач керування приводом ПВМ; 17 – перемикач керування БД; 18 – перемикач ПВОМ (якщо встановлено); 19 – вмикач звукового сигналу (1523В).

- Блокування вимкнене (середнє фіксоване). У положенні перемикача (17) "Блокування вимкнене" до електрогіддорозподільника (6) не подається живлення, муфта БД заднього моста сполучена зі зливом і диференціал заднього моста розблокований. У положенні перемикача (17) "Блокування автоматичне" (при виконанні робіт зі значним відносним буксуванням задніх коліс) вмикається електрогіддорозподільювач (6), який спрямовує потік мастила під тиском до муфти БД заднього моста і блокує диференціал. Розблокування диференціала відбуватиметься автоматично в разі повороту напрямних коліс на кут понад 13° у будь-який бік або в разі ввімкнення одного чи обох робочих гальм. За необхідності короточасного блокування задніх коліс, зокрема й під час

повороту, натисніть нижню частину клавіші (17) у положення "Блокування примусове" й утримуйте її в цьому положенні. При відпусканні клавіші відбувається розблокування ("Блокування вимкнене").

Пристрій блокування пат. № 1041327 В 60К 17/20..

Пристрій блокування вирізняється тим, що керування блокувальним пристроєм виконано електрогідравлічним слідкувальним зі змінним моментом тертя, регульованим залежно від різниці обертання півосей трактора, який складається з двох тахогенераторів, сполучених із синхронним валом відбору потужності та ведучою шестернею кінцевої передачі, мостових трифазних випрямлячів, потенціометричного пристрою для порівняння, підсилювача постійного струму, генератора коротких імпульсів, електрогідравлічного клапана пропорційного типу, фрикційного пристрою, а також з постійного моменту тертя, що залежить від величини буксування коліс. У цьому разі блокування диференціала блокується змінним моментом тертя, що залежить від величини буксування коліс, а не постійним моментом тертя.

Реалізовано це за допомогою електромагнітного клапана пропорційного типу, на який подають керуючу команду залежно від буксування ведучих коліс, отримуючи команду, клапан зменшує або збільшує тиск мастила, що подається у фрикційну муфту, тим самим змінює блокувальний момент.

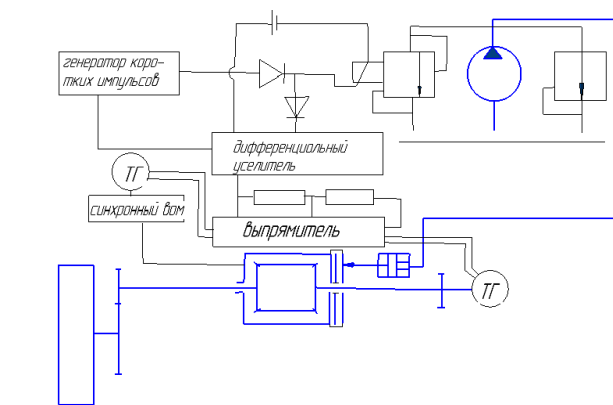


Рис. 3.2. Пристрій блокування UA пат. № 1041327

Механізм блокування диференціала за сигналом керуючого пристрою USA патент № 4967109, МПК В60К 41/00, опубліковано 09.04.96р.

У патенті описується сільськогосподарська машина з механізмом блокування диференціала за сигналом керуючого пристрою, що містить датчик швидкості руху машини, датчик частоти обертання щонайменше одного з приводних коліс, що виробляє пропорційний сигнал, компаратор, який порівнює сигнали датчиків та виробляє сигнал, пропорційний ступеню пробуксовування приводного колеса, а також блок керування, сполучений із компаратором та блокувальним механізмом. Блок керування виробляє керуючі сигнали, коли пробуксовування коліс досягає заданої величини. Керуючий сигнал надходить у механізм блокування диференціала, обмежуючи пробуксовування коліс машини.

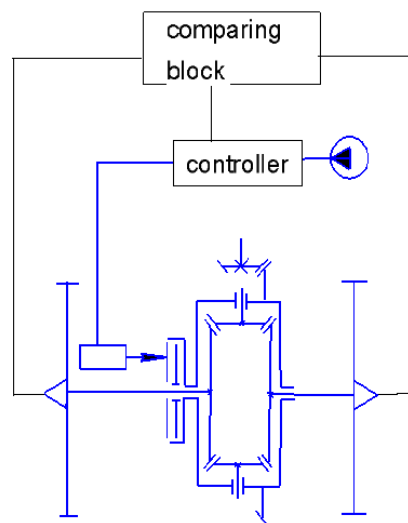


Рис. 3.3. Механізм блокування диференціала за сигналом керуючого пристрою USA патент № 4967109

Відмінності системи, що перевіряється, у тому, що в застосовуваній системі керування відсутні датчики швидкості руху машини і частоти обертання щонайменше одного з приводних коліс, компаратор, що порівнює їхні сигнали. У системі, що перевіряється, за увімкненого автоматичного режиму диференціал розблокується під час повороту напрямних коліс на кут понад 13° і гальмування.

Пристрій керування блокуванням диференціала транспортного засобу UA Пат. № 2265766 F 16 H 48/30. Пристрій блокування вирізняється тим, що містить головну й диференціальну передачі та блокувальний пристрій, який включає зчіпну муфту й керівний орган. Провідна напівмуфта зчіпної муфти

жорстко пов'язана з водилом, а ведена напівмуфта за допомогою рухомого шліцьового з'єднання з півоссю. Орган керування містить датчики кутової швидкості колеса у вигляді тахометрів, кінематично пов'язаних із півосями, схему вимірювання та порівняння кутового прискорення коліс із заданим критичним значенням, що містить диференційовані ланки, які перетворюють кутові швидкості та на кутові прискорення e та e , що за допомогою сумматорів порівнюються із заданим критичним прискоренням $e_{кр}$, діоди, підсилювачі та реле часу, а також сервопривід. Останній за допомогою вилки кінематично пов'язаний з відомою напівмуфтою.

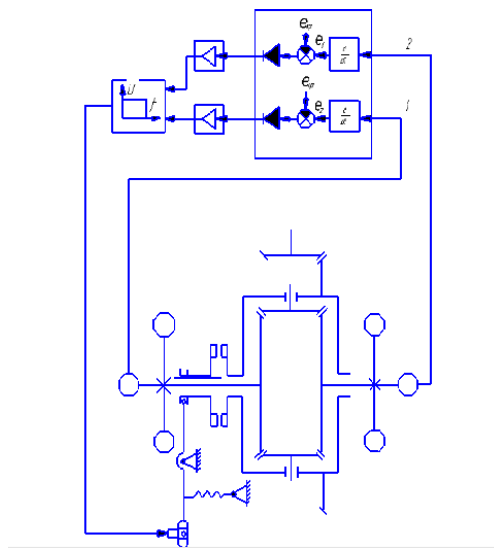


Рис. 3.4. Пристрій керування блокуванням диференціала транспортного засобу UA Пат. № 2265766.

Вилка забезпечена пружиною, що забезпечує нормально розімкнутий стан муфти за відсутності керуючого сигналу на сервопривід. Під час маневрування машини за умови $De_1 = e_1 - e_{кр} > 0$ на сервопривід надійде сигнал, і він, долаючи опір пружини, переміщає напівмуфту по шліцах, і напівмуфти, зчіплюючись, блокують водило з центральним колесом. Диференціал блокується.

Система керування блокуванням диференціала ведучого моста колісного транспортного засобу UA Пат. 2246060 F 16 H 48/30.

Пристрій вирізняється тим, що система керування блокуванням диференціала ведучого моста колісного транспортного засобу, яка містить джерело тиску текучого середовища з редукційним клапаном, розподільник,

керований від кермового колеса й ручної тяги та сполучений із керувальною порожниною муфти блокування, утвореної корпусом цієї муфти та рухомою перегородкою, та додатковою діафрагмовим циліндром, який має свою керувальну порожнину, розташовану співвісно та послідовно відносно керувальної порожнини муфти блокування, причому рухома Забезпечення системи керування блокуванням диференціала двокамерним діафрагмовим циліндром, що складаються з керівної порожнини муфти блокування, утвореної корпусом цієї муфти та рухомою перегородкою, і додаткової діафрагмової камери, яка має свою керуючу порожнину, що розміщена співвісно та послідовно відносно керівної порожнини муфти блокування, дає можливість одержати ступінчасту зміну рівня блокування диференціала за допомогою подавання рідини під тиском одночасно в обидві керівні порожнини, що забезпечує можливість керування диференціалом.

Провівши аналіз механізмів блокування диференціала, які використовуються на вітчизняних і зарубіжних тракторах, а також у процесі пошуку в охоронних документах різних країн було виявлено такі тенденції:

тільки примусове блокування на сучасних тракторах не застосовується;

основна маса охоронних документів у сфері блокування диференціала припадає на самоблокувальні диференціали та диференціали підвищеного тертя;

в автоматичних блокуваннях диференціала найчастіше управління здійснюється за допомогою електрогідравлічних систем управління, а в зарубіжних аналогах електронно-гідравлічних систем управління.

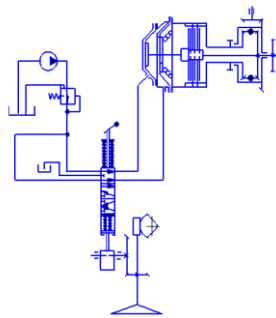


Рис. 3.5. Система керування блокуванням диференціала ведучого моста колісного транспортного засобу UA Пат. 2246060.

Висновки з патентного пошуку. У процесі проведення перевірки на патентну чистоту об'єкта "Керування блокуванням диференціала" було проведено пошук за масивами патентної інформації щодо винаходів і корисних моделей за країнами перевірки: України, Великобританія, США, Німеччина і Франція.

Під час проведення пошуку було переглянуто та проаналізовано масив інформації за класами МПК В60К і МПК F 16 Н 48/28-30, що охоплює керування блокуванням диференціалів і диференціали із зовнішнім блокуванням, у результаті було відібрано охоронні документи, які за технічною сутністю близько збігаються з об'єктом, що перевіряється, і його складовими частинами. Після їхнього попереднього аналізу було виявлено суттєві відмінності, що виключають необхідність подальшого детального порівняльного аналізу.

На підставі вищевикладеного можна зробити такі висновки: об'єкт, що перевіряється, "Керування блокуванням диференціала" має патентну чистоту щодо винаходів у країнах: Україна, Великобританія, США, Німеччина і Франція.

Об'єкт, що перевіряється, може бути безперешкодно реалізований на території вищеназваних країн перевірки.

3.3 Опис роботи модернізованої системи

Пропонована система блокування диференціала має такі складові частини:

Датчик швидкості обертання коліс

Індуктивний колісний датчик швидкості обертання забезпечує електронний блок керування (ECU) необхідною інформацією про швидкість обертання коліс. Схема пропонованої системи блокування диференціала показана на рис. 3.8.

Блок ECU з LSI.

Блок ECU системи приймає, фільтрує і підсилює сигнал від датчика швидкості обертання колеса перед їхнім використанням для визначення ковзання і прискорення коліс.

Вхідний блок. Складається з фільтра низьких частот і вхідного підсилювача.

Цифровий контролер. Складається з цифрових LSI. Цей блок обробляє інформацію, що надходить від двох коліс (канали 1 і 2), і проводить логічні обчислення.

Логіка контролера перетворює сигнали керування в позиційні команди для соленоїдного клапана.

Послідовний інтерфейс, приєднаний до вхідного каскаду логічного пристрою і логіки контролера за допомогою каналу передачі даних, підтримує зв'язок і передачу даних між цифровими LSI.

Ще один функціональний блок містить схему керування для забезпечення розпізнавання помилок та аналізу. Як тільки в ECU з'являється несправність, сигнальна лампочка інформує водія про те, що система блокування диференціала більше не функціонує. Однак система блокування диференціала зберігає повну працездатність навіть тоді, коли вона несправна (примусове блокування).

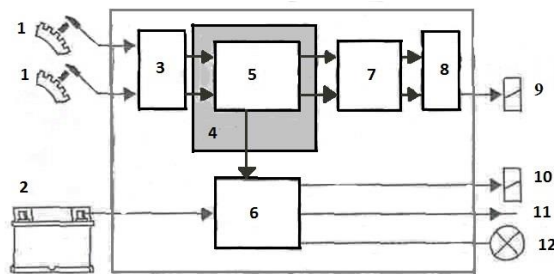


Рис. 3.6. Запропонована система блокування диференціала: 1 – датчики швидкості обертання коліс; 2 – акумуляторна батарея; 3 – вхідний блок; 4 – цифровий контролер; 5 – LSI; 6 – стабілізатор напруги; 7 – вихідний блок; 8 – вихідний каскад; 9 – соленоїдні клапани; 10 – реле захисту; 11 – стабілізована напруга акумуляторної батареї; 12 – сигнальна лампа.

Вихідний блок. Вихідний блок функціонує подібно до регуляторів струму для каналів 1+2 під час отримання позиційних команд, що надходять від LSI, які використовуються для керування соленоїдом.

Вихідний каскад. Використовує вводи від регуляторів струму двох вихідних блоків для збудження струму соленоїдних клапанів.

Стабілізатор напруги. У функцію цього блоку входить стабілізація напруги напруги в межах допуску, необхідного для надійної роботи ECU. Блок також реагує на недостатню бортову напругу за допомогою вимкнення пристрою, керує роботою реле і ланцюгом сигнальної лампи.

Блок керування з мікропроцесорами. У цьому блоці LSI використовуються два мікропроцесори, які здійснюють обробку сигналів, прогін програми контролера та функцію автокерування системи блокування диференціала. Блок також виконує діагностику відповідно до стандартів ISO, даючи можливість відстежувати несправні компоненти системи блокування диференціала за допомогою сигнальної лампи або вимірювального приладу.

Використання мікропроцесора дає змогу досягти значної оптимізації контролерних алгоритмів, включно з адаптацією до вимог характеристик трактора та особливостей водія.

Соленоїдний клапан. Клапан слугує для керування тиском у муфті системи блокування диференціала трактора.

Система працює таким чином.

Якщо датчики частоти обертання півосей визначають, що колеса під час прямолінійного руху мають різні частоти обертання, то блок керування відкриває клапан електрогіддорозподільника і мастило під тиском потрапляє до муфти керування блокування диференціала, останній блокується і забезпечує рівномірне обертання ведучих коліс трактора. Розблокування диференціала здійснюється під час збільшення швидкості трактора понад 20 км/год, і (або) під час повороту рульового колеса на кут понад 13 градусів (програмується в ECU).

Передбачено примусове блокування диференціала шляхом натискання водієм на відповідну клавішу (клавіша примусового блокування не має фіксованого положення).

Крім цього, в задньому ведучому мосту біля муфти блокування диференціала встановлюємо запобіжний клапан (малюнок 4.7). Його застосування обґрунтоване тим, що на високо навантажених роботах іноді

трапляються поломки диференціала. Здебільшого це відбувається, коли у важких умовах тракторист використовує примусове блокування диференціала. Тому вводячи в магістраль підведення оливи до муфти механізму блокування запобіжний клапан, розрахований на тиск, достатній для блокування диференціала, у такий спосіб унеможлиблюється аварійна експлуатація трактора.

Працює клапан таким чином. За нормального тиску поршень 5 притиснутий пружиною 3 до свого сидла і шлях на злив олії закритий. Зусилля тиску масла з одного боку врівноважується жорсткістю пружини з іншого. У разі перевищення тиску масла вище нормативних значень поршень переміщається, стискаючи пружину, і перепускає масло на злив.

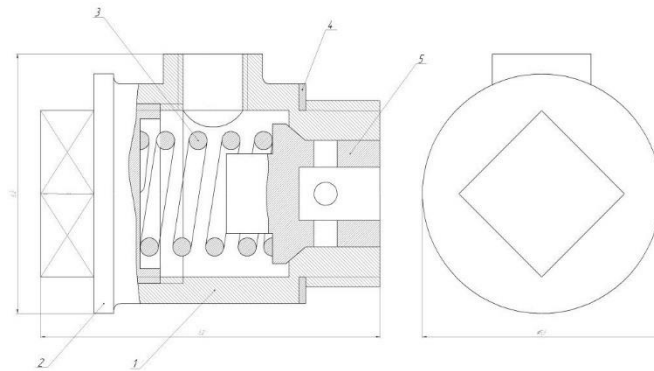


Рис. 3.7. Запобіжний клапан: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – пружина; 4 – шайба; 5 – поршень.

3.4 Конструкторські розрахунки

Динаміка повороту трактора з передніми керованими колесами.

У загальному випадку повороту колісної машини з двома керованими передніми колесами на неї діють такі сили (рис. 3.8): сила $P_{(f)(n)}$ опору коченню керованого колеса, установленого під деяким кутом α повороту; інерційна відцентрова сила $P_{ц}$, що виникає внаслідок переміщення остова трактора з деякою кутовою швидкістю $\omega_{п}$ навколо центру повороту O і прикладена в центрі тяжіння машини; дотичні сили тяги $P_{к1}$ та $P_{к2}$ відповідно на колесі, яке забігає та відстає.

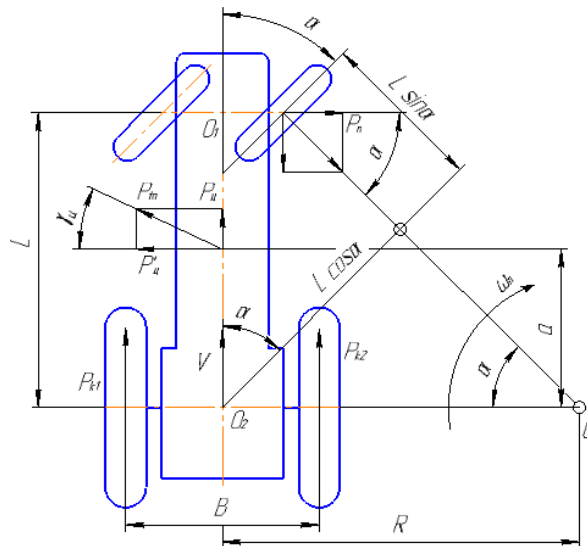


Рис. 3.8. Схема сил, що діють на колісну машину під час повороту

Момент сил опору повороту навколо точки O_2

$$M_{c.п} = P_{(f)(п)} L \sin \alpha + P_{ц} \cos \gamma_{ц} + (P_{(k)(2)} - P_{(k)(1)}) 0,5B \quad (3.1)$$

де $P_{(f)(п)}$ – сила опору коченню керованих коліс, установлених під деяким кутом α повороту;

L – поздовжня база трактора;

α – кут повороту.

Позначимо суму моментів усіх сил, що діють з боку остова на керовані колеса, через $M_{рез}$ і виразимо його через момент однієї умовної сили опору повороту $Z_{п}$, прикладеної в центрі осі кочення колеса, що повертається, на плечі $L \cos \alpha$, тобто

$$M_{рез} = Z_{п} L \cos \alpha \quad (3.2)$$

$$M_{рез1} = 260 \cdot 2,85 \cdot 0,98 = 72,61 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{рез2} = 300 \cdot 2,85 \cdot 0,98 = 83,79 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $M_{рез1}$ – момент опору в модернізованій системі;

$M_{рез2}$ – момент опору в базовій системі.

Тоді момент опору повороту:

$$M_{c.п} = M_{рез} + P_{фп} L \sin \alpha \quad (3.3)$$

$$M_{c.п1} = 72,61 + 5684 \cdot 2,85 \cdot 0,173 = 2875,1$$

$$M_{c.п2} = 83,79 + 5684 \cdot 2,85 \cdot 0,173 = 2886,3$$

Припустимо, що під час повороту виникає поворотна сила P_{π} , що являє собою результуючу бічних реакцій дороги, які діють у плямі контакту на керовані колеса під час устанавлення їх під кутом до нейтрального положення. Вона прикладена в центрі O_1 повороту керованого колеса і проходить через центр O повороту машини. Поворотний момент цієї сили відносно точки O_2 $M_{\pi} = P_{\pi} L \cos \alpha$.

$$P_{\pi} L \cos \alpha = M_{\text{рез}} + P_{\text{фн}} L \sin \alpha \quad (3.4)$$

Звідси:

$$P_{\pi} = M_{\text{рез}} / L \cos \alpha + P_{\text{фн}} \tan \alpha \quad (3.5)$$

$$P_{\pi 1} = 72,61 / 2,85 \cdot (-0,839) + 5684 \cdot 0,648 = 19,73$$

$$P_{\pi 2} = 83,79 / 2,85 \cdot (-0,839) + 5684 \cdot 0,648 = 22,76$$

$$\Delta P = (P_{\pi 2} - P_{\pi 1}) / P_{(\pi 1)} \cdot 100 = 15,36 \%$$

Поздовжня складова $P_{\pi} \sin \alpha$ сили, що повертає, прикладена до шарніра передньої осі і спрямована проти руху. У зв'язку з цим опір коченню на повороті значно більший, ніж під час прямолінійного руху в аналогічних умовах.

На значення моменту опору повороту остова трактора, крім зовнішніх чинників, істотно впливає робота міжколісного диференціала. За відсутності або блокування диференціала момент опору повороту, створюваний силами тертя та іншими реакціями і ґрунту, що діють на ведучі колеса, був би досить значним. Це спричинило б за собою відповідне збільшення необхідної обертальної сили, ускладнило б керування трактором і призвело б до перевантажень передніх коліс і рульового механізму. Під час роботи диференціала кожне ведуче колесо може вільно вписуватися у свою криву. Унаслідок цього момент опору повороту, створюваний зазначеними силами, виходить відносно невеликим порівняно з моментом, що виникає в разі заблокованого диференціала.

Граничне значення повертаючої сили залежить від властивостей ґрунту і зчіпних властивостей обода шини, тобто

$$P_{(\pi) \text{ (max)}} = \varphi_{(cu)} Y_{(\pi)} \quad (3.6)$$

$$P_{(\pi) \text{ (max)}} = 0,8 \cdot 4565,77 = 3652,6$$

Таким чином, поворот можливий, якщо:

$$\varphi_{cu} Y_{\Pi} \geq M_{pez} / (L \cos \alpha + P_{fn} \operatorname{tg} \alpha) \quad (3.7)$$

$$Y_{(\Pi)} \geq (M_{pez} / L \cos \alpha + P_{(f) (\Pi)} \operatorname{tg} \alpha) / \varphi_{cu}$$

$$Y_{(\Pi)} \geq (72,61 / 2,85 \cdot (-0,839) + 5684 \cdot 0,648) / 0,8 = 4565,77 \text{ Н}$$

На сухій твердій поверхні умова збереження керованості, виражена рівнянням (3.7), забезпечується з достатньою надійністю. На слизких дорогах і пухких ґрунтах ця умова часто не витримується. Керованість тракторів погіршується також під час роботи з великими силами тяги на гаку і з навісними машинами (в деяких випадках) через розвантаження передніх коліс і зменшення у зв'язку з цим сили зчеплення з ґрунтом. Керованість триколісних тракторів погіршується ще через те, що бічна сила зчеплення з ґрунтом одного колеса (одинарного або здвоєного) за інших рівних умов менша за відповідну сумарну силу зчеплення двох широко розставлених коліс.

Погіршення керованості автомобілів спостерігається під час гальмування керованих коліс, оскільки навантаження коліс поздовжніми силами знижує їхнє зчеплення з дорогою в поперечному напрямку. Різке гальмування може призвести до повної втрати керованості.

Для здійснення повороту навіть у тих випадках, коли умови (3.7) збереження керованості не дотримано, на тракторах передбачено комбінування звичайного рульового керування з регулюванням моменту на ведучих колесах.

Між відношенням кутових швидкостей ω_2 / ω_1 радіусом R повороту машини існує така закономірність:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B} \quad (3.8)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{7,6 + 0,5 \cdot 2,43}{7,6 - 0,5 \cdot 2,43} = 1,38$$

Розрахунок необхідного тиску для блокування диференціала.

Основною статичною характеристикою системи автоматичного керування диференціалом цього типу є величина граничного моменту блокувальної муфти і

значення кута блокування. Оскільки захист ми розраховуємо для примусового блокування тоді:

$$M_{mp} = \frac{\Delta\varphi_{np} \cdot G_k \cdot r_k}{i_{on}}, \quad (4.9)$$

де $\Delta\varphi_{np}$ – приведена різниця коефіцієнтів зчеплення коліс з опорною поверхнею;

G_k – вертикальне навантаження на ведучі колеса, кН;

r_k – радіус кочення ведучих коліс, м;

i_{on} – передавальне відношення бортової передачі.

$$M_{mp} = \frac{0,4 \cdot 55 \cdot 0,829}{6,856} = 2,66 \text{ кН-м.}$$

Момент муфти повинен перевищувати переданий нею номінальний крутний момент

$$M_{\phi} = \beta \cdot M_n = P \cdot \mu \cdot r_{tr} \cdot z, \quad (3.10)$$

де M_{ϕ} – момент тертя повністю увімкненої муфти;

$\beta = 1,15$ – коефіцієнт запасу муфти;

M_n – номінальний крутний момент;

P – сумарне осьове зусилля стиснення дисків;

μ – коефіцієнт тертя;

r_{tr} – радіус поверхонь тертя;

z – число пар поверхонь тертя.

З формули (3.2.) виразимо сумарне осьове зусилля стиснення дисків:

$$P = \frac{\beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z} \quad (3.11)$$

Оскільки диски стискатимуться тиском масла, тоді:

$$P = F_n \cdot p, \quad (3.12)$$

де F_n – площі поршня гідроциліндра, $F_n = \pi \cdot D^2 / 4$;

p – тиск робочої рідини в гідроциліндрі.

Підставимо значення P із формули (3.4) у формулу (3.3) і виразимо тиск робочої рідини в гідроциліндрі:

$$p = \frac{\beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z \cdot F_n} = \frac{4 \cdot \beta \cdot M_n}{\mu \cdot r_{mp} \cdot z \cdot \pi \cdot D^2}. \quad (3.13)$$

Підставимо у формулу 3.5 числові значення, знайдемо величину тиску, на який згодом відрегулюємо запобіжний клапан.

$$p = \frac{4 \cdot 1,15 \cdot 2,66 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 70 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 160^2} = 1,81 \text{ МПа.}$$

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ОПЕРАЦІЇ

4.1 Вибір раціонального режиму роботи трактора «Беларус 1523В» під час оранки

Тривала і надійна робота трактора забезпечується за умови правильної експлуатації та своєчасного технічного обслуговування. Правильна експлуатація полягає у виборі оптимальної робочої передачі, яка забезпечувала б раціональне завантаження двигуна під час виконання тієї чи іншої операції.

Вибір необхідної передачі трактора "Беларус 1523В" під час проведення орних робіт проводиться за методикою, що ґрунтується на побудові потенційної тягової характеристики трактора під час його роботи на відповідному до заданої технологічної операції ґрунтовому фоні [6].

Параметри тягової характеристики трактора "Беларус 1523В" наведено в таблиці 4.1 ([6]).

Таблиця 4.1 – Параметри потенційної тягової характеристики трактора "Беларус 1523В" на стерні нормальної вологості

Показники	Значення показників на передачах					
	ІІд4	ІІІд1	ІІІд2	ІІІд3	ІІІд4	ІVд1
$V_{рн}$, км/год	4,1	4,8	5,9	7,8	10,1	13,8
$N_{крmax}$, кВт	58,1	62,2	66,7	71,0	72,5	70,7
$P_{крн}$, кН	50,7	46,4	40,6	32,6	25,9	18,4

За значеннями показників таблиці 4.1 побудуємо потенційну тягову характеристику (рис. 5.1).

Позначимо на ній інтервал технологічно допустимих швидкостей для заданої технологічної операції, прийнявши їх із додатка 35 [6], зону раціонального тягового завантаження, інтервал раціональних по завантаженню

робочих швидкостей і виберемо можливі робочі передачі трактора для виконання заданої технологічної операції.

У зону раціонального тягового завантаження трактора "Беларус-1523В" потрапляють ІІІд3 і ІІІд4 передачі. Ці ж передачі потрапляють в інтервал технологічно допустимих швидкостей, прийнятий для цього випадку 4,5... 12 км/год (дод. 35 [6]) і відповідний оранці. Таким чином, можливими передачами для виконання оранки є ІІІд3 і ІІІд4 передачі.

Остаточний вибір основної робочої передачі зробимо за результатами тягового розрахунку машинотракторного агрегату, який виконують стосовно можливих передач трактора.

Методику розрахунку наведено стосовно ІІІд3 передачі.

Розрахуємо питомий тяговий опір k (кН/м) за формулою (4.1):

$$k = (0,8 \dots 0,85) \cdot k_0 [1 + (v_{pn} - v_0) \Delta_c / 100] \quad (4.1)$$

де k_0 – середнє значення питомого опору плуга, $k_0=47$ кН/м (дод.13 [6]);

v_{pn} – номінальна робоча швидкість, км/год;

v_0 – швидкість, що відповідає середньому значенню питомого опору плуга, $v_0=5$ км/год ([7]);

Δ_c – темп наростання питомого тягового опору, $\Delta_c=5\%$ ([7]).

$$k = 0,85 \cdot 47 [1 + (7,8 - 5) 5 / 100] = 59,92 \text{ кН/м.}$$

Визначимо граничну (максимально можливу за силою тяги трактора) ширину захвату агрегату $B_{\max}$ під час його руху горизонтальною поверхнею:

$$B_{\max} = \frac{P_{крн} - G_{тр} \frac{i}{100}}{kh + g_m \left(\gamma f_{тр} + c \frac{i}{100} \right)} \quad (4.2)$$

де $P_{крн}$ – номінальне тягове зусилля, $P_{крн}=32.6$ кН;

$G_{тр}$ – вага трактора; $G_{тр}=6$ т

g_m – погонна вага машини, $g_m=9$ кН/м, ([6]);

h – глибина оранки, $h=0,25$ м ([6]);

γ – коефіцієнт довантаження остова трактора частиною ваги робочої машини, що приймається для оранки – 0,5... 1 ([6]);

$f_{тр}$ – коефіцієнт опору коченню трактора, $f_{тр}=0,08$ ([6])

Потенціально-тягова характеристика трактора "БЕЛАРУС-1523В"

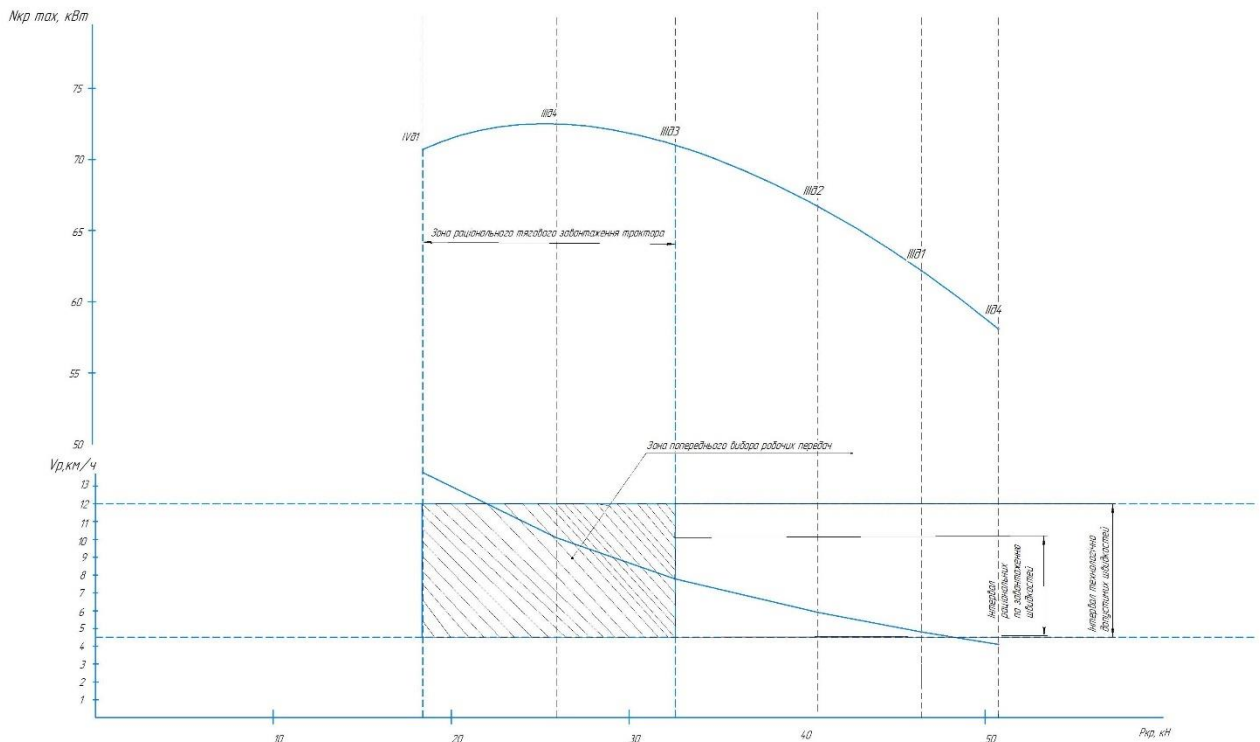


Рис. 4.1. Потенційна тягова характеристика трактора «Беларус 1523В»

i – ухил ділянки поля за напрямком руху %, $i=2\%$

c – поправочний коефіцієнт, що враховує вагу ґрунту на корпусах плуга, дорівнює 1,1...1,4 (за $h=0,22...0,25$)

Підставивши значення отримаємо:

$$B_{\max} = \frac{32,6 - 6 \cdot \frac{2}{100}}{59,92 \cdot 0,25 + 9 \cdot \left(1 \cdot 0,08 + 1,4 \cdot \frac{2}{100}\right)} = 2,03 \text{ м}$$

Із додатка 39 [6] обираємо найближчу до $B_{\max}$ конструктивну ширину захвату $B_{\max}=2$ м, що відповідає плугу ПКМ-5-40Р.

Розрахуємо тяговий опір агрегату $R_{(a)}$ (кН) за такою залежністю:

$$R_a = B_k k h + G_M (\gamma_{f(тр)} + c) \frac{i}{100} \quad (4.3)$$

де G_M – вага одного плуга, для ПКМ-5-40Р $G_M=1850$ кг (дод. 39 [6]).

$$R_a = 2 \cdot 59,92 \cdot 0,25 + 1,85 \left(1 \cdot 0,08 + 1,4 \cdot \frac{2}{100}\right) = 30,16 \text{ кН}$$

Тепер визначимо коефіцієнт використання номінального тягового зусилля трактора $\pi_{\text{и}}$ в агрегаті:

$$\pi_{\text{и}} = \frac{R_a}{P_{\text{крп}} - G_{\text{тр}} \frac{i}{100}} \quad (4.4)$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$\pi_{\text{и}} = \frac{30,16}{32,6 - 6 \cdot \frac{2}{100}} = 0,93$$

Значення показників для інших передач зведено в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення показників за результатами тягового розрахунку

Показники	Значення показників на передачах	
	ІІд3	ІІд4
k , кН/м	59,92	105,86
$B_{(\text{max})}$ (,)м	2,03	0,93
B_k , м	2	0,9
R_a , кН	30,16	23,82
π_i	0,93	0,92

З аналізу отриманих значень коефіцієнта використання номінального тягового зусилля видно, що його найбільше значення спостерігається на ІІд3 передачі. Отже, ця передача є оптимальною під час проведення орних робіт. Із цих двох передач ІІд3 є найбільш прийнятною, тому що конструктивна ширина захвату на даній передачі більша порівняно з шириною захвату на ІІд4 передачі. Експлуатація трактора на цій передачі дасть змогу ефективніше використовувати його силу тяги.

Згідно з тяговими розрахунками агрегату на ІІд3 передачі оптимальне завантаження двигуна під час оранки забезпечить використання плуга ПКМ-5-40Р, ширина захвату якого найближче відповідає максимально можливій за силою тяги трактора ширині захоплення для даної передачі.

Значення тягового опору для холостого ходу знайдемо за залежністю.

$$R_a^x = G_M f_M, \quad (4.5)$$

де f_u – коефіцієнт опору коченню ходових коліс сільськогосподарської машини, $f_M=0,24$ ([5]).

Підставивши значення величин у формулу (4.5), отримаємо:

$$R_{(a)}^{(x)} = 1,85 \cdot 0,24 = 4,4 \text{ кН}$$

Визначимо робочу ширину захвату B_p :

$$B_p = \beta \cdot B_{MM}, \quad (4.6)$$

де β – коефіцієнт використання ширини захвату агрегату, $\beta = 1,1$ ([7]);

B – ширина захвату одного плужного корпусу, м (для ПКМ-5-40Р $B = 0,40$ м).

Тоді значення робочої ширини захвату становитиме:

$$B_p = 1,1 \cdot 0,4 = 0,44 \text{ м}$$

Ширина загороди, що відповідає руху агрегату на IIIд3 передачі:

$$C_{\text{опт}}^{\text{IIIд3}} = \sqrt{2(L_p B_p + 8R_0^{\text{IIIд3}})} \text{ м}, \quad (4.7)$$

де $R_{(0)}^{(\text{III})(\text{д3})}$ – найменший допустимий радіус повороту агрегату на IIIд3 передачі:

$$R_0^{\text{IIIд3}} = 3B_k K_R^{\text{IIIд3}} \quad (4.8)$$

де $K_R^{\text{IIIд3}}$ – коефіцієнт зміни радіуса повороту залежно від швидкості руху відповідної IIIд3 передачі, $K_R^{\text{IIIд3}} = 1,14$ (дод. 31 [7]). Визначимо $R^{(\text{III})(\text{д3})}$ за швидкості руху агрегату 7,6 км/год:

$$R^{(\text{III})(\text{д3})} = 3 \cdot 0,44 \cdot 1,14 = 1,49 \text{ м}$$

Тоді ширина загороди за такої швидкості:

$$C_{\text{опт}}^{\text{IIIд3}} = \sqrt{2(500 \cdot 0,44 + 8 \cdot 1,49)} = 47,54$$

Фактична ширина загороди для IIIд3 передачі знаходиться за виразом:

$$C_{\phi}^{\text{IIIд3}} = k^{\text{IIIд3}} B_p \text{ м}, \quad (4.9)$$

де $k^{\text{IIIд3}}$ – коефіцієнт пропорційності для IIIд3 передачі, який можна знайти як:

$$k^{\text{IIIд3}} = \frac{C_{\text{опт}}^{\text{IIIд3}}}{B_p} \quad (4.10)$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$k^{\text{III}_{\text{д3}}} = \frac{47,54}{2,2} = 21,06$$

Отримане значення округляємо до найближчого цілого числа $k^{\text{III}_{\text{д3}}} = 21$. Тоді фактична ширина загороди для руху агрегату на $\text{III}_{\text{д3}}$ передачі становитиме:

$$C_{\phi}^{\text{III}_{\text{д3}}} = 21 \cdot 2,2 = 46,2$$

Коефіцієнт робочих ходів визначається за формулою:

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + 0,5C + \frac{4R_0}{C}(2R_0 - B_p) + R_0 + 2e} \quad (4.11)$$

де R_0 – радіус повороту агрегату, м (для орного агрегату під час повороту)
 $R_0 = 4,5B = 4,5 \cdot 2,2 = 9,9$,

e – довжина виїзду агрегату,

$$\varphi = \frac{338,3}{338,3 + 0,5 \cdot 46,2 + \frac{4 \cdot 9,9}{46,2}(2 \cdot 9,9 - 2,2) + 9,9 + 2 \cdot 8} = 0,84$$

Ширина захоплення оптимальна:

$$E \approx 3R + e$$

$$E \approx 33 \cdot 8,82 + 2,2 = 30,8$$

Середня питома довжина $l_k^{\text{III}_{\text{д3}}}$ холостого ходу (дод. 28 [6]):

$$l_k^{\text{III}_{\text{д3}}} = 0,5C_{\phi}^{\text{III}_{\text{д3}}} + 3R_0^{\text{III}_{\text{д3}}} + 2e \quad (4.12)$$

де e – кінематична довжина виїзду агрегату, м. Її приймають такою, що дорівнює робочій ширині захвату $B_p = 2,2$ м.

Підставивши значення у формулу (11), отримаємо:

$$l_k^{\text{III}_{\text{д3}}} = 0,5 \cdot 46,2 + 3 \cdot 2,2 + 2 \cdot 2,2 = 34,1$$

Для визначення необхідності перемикування передачі на вищу за швидкістю під час розворотів орного агрегату, необхідно провести для неї аналогічні розрахунки.

З таблиці 6.1 видно, що такою передачею є $\text{III}_{\text{д4}}$ з $V_{\text{рн}} = 10,1$ км/год.

Найменший допустимий радіус повороту агрегату на даній передачі визначимо за формулою (4.8). Причому значення коефіцієнта зміни радіуса повороту $K_{R_0}^{III_{д4}}$ за дод. 31 [7] становитиме 1,16. Тоді:

$$R_0^{III_{д4}} = 3 \cdot 2,2 \cdot 1,16 = 7,6 \text{ м.}$$

Ширина загороди під час руху агрегату під час холостого ходу на $III_{д4}$ передачі становитиме:

$$C_{\text{опт}}^{III_{д4}} = \sqrt{2(500 \cdot 2,2 + 8 \cdot 7,6)} = 48,2 \text{ м.}$$

Коефіцієнт пропорційності відповідно:

$$k^{III_{д4}} = \frac{48,2}{2,2} = 21,9$$

Приймаємо $k^{III_{д4}} = 22$. Тоді фактична ширина загороди для руху агрегату на $III_{д4}$ передачі становитиме:

$$C_{\phi}^{III_{д4}} = 22 \cdot 2,2 = 48,4 \text{ м.}$$

Середня питома довжина $l_x^{III_{д4}}$ холостого ходу:

$$l_x^{III_{д4}} = 0,5 \cdot 48,4 + 3 \cdot 7,6 + 2 \cdot 2,2 = 51,4 \text{ м.}$$

Час, що витрачається на виконання одного циклу під час оранки на $III_{д3}$ передачі з перемиканням на холостих ходах на $III_{д4}$ передачу, становитиме

$$t_{\text{ц}} = 2 \cdot \frac{l_p}{V_p} + 2(2 \cdot t_{\text{пер}} + \frac{l_k}{V_k}) \quad (4.13)$$

де $t_{\text{пер}}$ – час на внутрішні переїзди, $T_{\text{пер}} = 0,07$ год.

$$t_{\text{ц1}} = 2 \cdot \frac{0,5}{7,8} + 2 \left(2 \cdot 0,07 + \frac{0,0341}{10} \right) = 0,157 \text{ год}$$

Під час проведення орних робіт трактором "Беларус 1523В" із плугом ПКМ-5-40Р час одного циклу становитиме 0,157 год.

4.2 Показники організації процесу оранки

Середній розмір поля в Житомирському районі становить 20 га. Виходячи з цього можна розрахувати необхідну кількість часу на обробіток одного такого поля трактором "Беларус 1523В" із плугом ПКМ-5-40Р.

Розрахунок зробимо для моделі МТА без удосконалення (1) і для МТА з модернізацією блокування диференціала (2). За якої щозмінне технічне обслуговування. $T_{\text{е.т.о2}} = 0,19$ год

Визначимо позациклові витрати часу:

$$T_{\text{в.ц.}} = T_{\text{п.з.}} + T_{\text{ф}} + T_{\text{пер}}, \quad (4.14)$$

де $T_{\text{(п.з.)}}$ – підготовчо-ув'язнений час, год;

$T_{\text{ф}}$ – час на зупинку з фізіологічних причин, год;

$T_{\text{пер}}$ – час на внутрішні переїзди, $T_{\text{пер}} = 0,07$ год [6].

$$T_{\text{п.з.}} = T_{\text{п.п.}} + T_{\text{п.н.к}} + T_{\text{п.н.}} + T_{\text{щ.т.о.}}, \quad (4.15)$$

де $T_{\text{(п.п.)}}$ – час на підготовку до переїзду, $T_{\text{п.п.}} = 0,05$ год [6];

$T_{\text{п.н.к}}$ – час на переїзди на початку і в кінці, $T_{\text{п.н.к}} = 0,43$ год [6];

$T_{\text{(п.н.)}}$ – час на отримання наряду, $T_{\text{пн}} = 0,07$ год [6];

$T_{\text{щ.т.о.}}$ – час на ЩТО, $T_{\text{щто}} = 0,23$ год [6].

$$T_{\text{пз1}} = 0,05 + 0,43 + 0,07 + 0,23 = 0,78 \text{ год.}$$

$$T_{\text{пз2}} = 0,05 + 0,43 + 0,07 + 0,19 = 0,74 \text{ год.}$$

Час на зупинку з фізіологічних причин:

$$T_{\text{ф}} = 0,05 T_{\text{см}} \quad (4.16)$$

де $T_{\text{см}}$ – час зміни, $T_{\text{см}} = 7$ год;

$$T_{\text{ф}} = 0,05 \cdot 7 = 0,35$$

Поставляючи значення у виразі:

$$T_{\text{в.ц.1}} = 0,78 + 0,35 + 0,07 = 1,2 \text{ год}$$

$$T_{\text{в.ц.2}} = 0,74 + 0,35 + 0,07 = 1,16 \text{ год}$$

Визначаємо кількість циклів за зміну:

$$n_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{см}} - T_{\text{в.ц.1-2}}}{t_{\text{ц}}} \quad (4.17)$$

$$n_{ц1} = \frac{7 - 1,2}{0,157} = 36,2$$

$$n_{ц2} = \frac{7 - 1,16}{0,157} = 37,2$$

За час зміни під час роботи трактора "Беларус 1523В" із плугом ПКМ-5-40Р без удосконалення вироблятиметься 36 робочих циклів, а після удосконалення – 37 робочих циклів.

Продуктивність агрегату за цикл визначається за формулою:

$$W_{цк} = 2B_{(p)} L_p / 10^4 \quad (4.18)$$

$$W_{цк} = 2 \cdot 2,2 \cdot 338,3 / 10^4 = 0,15 \text{ га}$$

Продуктивність агрегату за зміну:

$$W_{см}^Д = W_{цк} n_{ц1-2} \quad (4.19)$$

$$W_{см1}^Д = 0,15 \cdot 36,2 = 5,43$$

$$W_{см2}^Д = 0,15 \cdot 37,2 = 5,58$$

Витрату палива (G) на одиницю роботи визначають за формулою:

$$G = \frac{1}{W_{ц}} N_e q a \quad (4.20)$$

де N_e – номінальна потужність двигуна кВт;

q – питома витрата палива на одиницю потужності двигуна, кг/кВт.

$$G_1 = \frac{1}{1,927} \cdot 114 \cdot 0,227 \cdot 0,8 = 10,7 \text{ кг/га}$$

Час чистої роботи агрегату:

$$T_p = \frac{2 \cdot L_p}{3600 \cdot g_p} \cdot n_{ц}, \quad (4.21)$$

$$T_{p1} = \frac{2 \cdot 500}{3600 \cdot 7,6} \cdot 36,2 = 4,74$$

$$T_{p2} = \frac{2 \cdot 500}{3600 \cdot 7,6} \cdot 37,2 = 4,81$$

Загальний час холостого ходу за зміну, год

$$T_x = \frac{2 \cdot L_x}{3600 \cdot g_x} \cdot n_{ц}, \quad (4.22)$$

$$T_X = \frac{2 \cdot 500}{3600 \cdot 10,1} \cdot 36,2 = 1,08 \text{ год};$$

$$T_X = \frac{2 \cdot 500}{3600 \cdot 10,1} \cdot 37,2 = 1,04 \text{ год};$$

Визначимо повний коефіцієнт часу зміни:

$$\tau_{\text{см}} = \frac{T_p}{T_{\text{см}}} \quad (4.23)$$

$$\tau_{\text{см1}} = \frac{4,74}{7} = 0,68$$

$$\tau_{\text{см2}} = \frac{4,81}{7} = 0,69$$

Таким чином, видно, що використання трактора "Беларус 1523В" із модернізованою системою дає змогу більш повно використовувати можливості блокування диференціала на оранці.

4.3 Контроль якості роботи

Здійснюють тракторист-машиніст – у процесі роботи; приймальник роботи (агроном, бригадир) – у процесі роботи та після її закінчення. У разі низької якості роботу переробляють.

Під час контролю якості оранки визначається порядок щорічного чергування напрямку руху орного агрегату, а також оранку всвал і врозвал. Глибина оранки визначається шляхом заміру глибини борозни останнього корпусу. Глибину ходу решти корпусів контролюють за висотою гребенів на суміжних проходах (висота гребенів має бути однаковою).

Ступінь загортання пожнивних залишків, добрив і наявність огріхів визначаються візуально під час проходження ділянки по діагоналі

Середня ширина захвату плуга вважається нормальною, коли відхилення від конструктивної ширини не перевищує 10%.

Відхилення від напрямку агрегату під час оранки не повинні перевищувати $\pm 0,10$ м на довжині гону 100 м.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведене дослідження засвідчило доцільність і ефективність модернізації системи блокування диференціала трактора МТЗ 1523В з метою поліпшення його тягово-експлуатаційних характеристик під час виконання основних сільськогосподарських операцій. Ретельний аналіз конструкції чинної системи дозволив виявити вузькі місця в розподілі крутного моменту між колесами, що призводило до пробуксовування, підвищеного зносу трансмісії та зростання експлуатаційних витрат.

В результаті дослідження розглянуто сучасні технічні рішення в галузі диференціальних блокувань, визначено технічні вимоги до нової системи з урахуванням умов точного землеробства та інтенсивних навантажень. Розроблено кінематично-статичні схеми, виконано міцнісні розрахунки елементів та підготовлено робочі креслення вузла блокування. Отримані розрахункові дані підтверджують відповідність запропонованих конструктивних змін критеріям надійності та довговічності.

Практичне впровадження запропонованих рішень дозволить агропідприємствам значно підвищити продуктивність польових робіт, зменшити витрати на технічне обслуговування та ремонти, а також забезпечити довший міжремонтний інтервал. Рекомендовані методичні матеріали та регламенти з обслуговування полегшать адаптацію персоналу та уніфікацію процедур модернізації.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на оптимізацію гідравлічного чи електронного керування блокуванням з урахуванням автоматичних систем навігації та контролю роботи трактора в реальному часі. Це дозволить розширити функціональні можливості машини та знизити вплив суб'єктивного чинника при виконанні складних технологічних операцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.
2. Іваненко С. В. Трактори МТЗ: конструкція і експлуатація. Київ: Урожай, 2016. 450 с.
3. Козаченко О. П. Діагностика вузлів тракторних трансмісій. Харків: НТУ «ХП», 2018. 380 с.
4. Шевченко В. Л. Системи блокування диференціалів у сільськогосподарських тракторах. Львів: Світоч, 2020. 210 с.
5. Бондаренко Г. І. Тягові властивості тракторів у різних ґрунтових умовах. Житомир: ЖАТФК, 2019. 275 с.
6. Мельник Т. В. Сучасні технології точного землеробства. Київ: Техніка, 2021. 320 с.
7. Підгорний А. М. Загальні основи міцності деталей трансмісії. Одеса: ОНУ, 2017. 295 с.
8. Сидоренко П. В. Економічна ефективність сільськогосподарської техніки. Черкаси: Білобога, 2022. 240 с.
9. Литвиненко К. В. Основи гідравліки та пневматики тракторів. Київ: Наук. думка, 2015. 305 с.
10. Гончаренко Ю. О. Інтелектуальні системи управління трактором. Дніпро: Наука і освіта, 2023. 260 с.
11. Романюк І. С. Екоенергетика в аграрному виробництві. Київ: Екологія, 2018. 200 с.
12. Борак К. В. Impact of soil moisture on wear intensity of the actuating elements of soil processing machines. Міжнародний науковий журнал «Проблеми трибології». 2020. № 2. С 34–41.

13. Борак К. В., Куликівський В. Л. Матеріалознавство та технологія конструкційних матеріалів. Ч. 1: Теоретичні основи матеріалознавства : навч. посіб. Житомир : Поліський нац. ун-т, 2024. 101 с.
14. Smith J., Brown L. Differential Lock Mechanisms in Agricultural Tractors. London: Springer, 2017. 285 p.
15. Johnson M. Traction and Performance of Farm Vehicles: Theory and Practice. New York: CRC Press, 2019. 350 p.
16. Williams R., Patel S. Precision Agriculture Technologies. Cambridge: Cambridge University Press, 2020. 410 p.
17. Thompson D. J. Tractor Power and Efficiency. Stuttgart: Verlag Technik, 2016. 320 p.
18. Garcia E., Lopez F. Soil-Implement Interaction Effects on Tractor Efficiency // Journal of Terramechanics. 2018. Vol. 74. Pp. 50–60.
19. Zhang H., Li X. Hydraulic Systems in Modern Tractors // Agricultural Engineering International: CIGR Journal. 2021. Vol. 23, No. 2. Pp. 115–128.
20. Miller A., Davis P. Maintenance Strategies for Agricultural Machinery // ASABE Transactions. 2015. Vol. 58, No. 4. Pp. 1139–1148.
21. Kim S., Park J. Dynamics of Differential Systems in Off-Road Vehicles // SAE International Journal of Engines. 2022. Vol. 10, No. 5. Pp. 214–225.
22. Novak P. Agricultural Vehicle Reliability and Lifecycle Analysis. Wageningen: Wageningen Academic Publishers, 2023. 360 p.
23. O'Connor T., Murphy G. Integration of GPS and Control Systems in Tractors // Computers and Electronics in Agriculture. 2019. Vol. 162. Pp. 34–45.