

**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 «Підвищення ефективності використання трактора загального
призначення на транспортних роботах шляхом модернізації гальмівної
системи»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(підпис)

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Гладчук Є.О.

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Авраменко Роман Петрович

(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

Авраменко Роману Петровичу

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення ефективності використання трактора загального призначення на транспортних роботах шляхом модернізації гальмівної системи»

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: патентні бази; довідники з проєктування машин; науково-дослідна література.

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

Аналіз використання колісних тракторів класу 2...5;

Опис різних типів гальм застосовуваних на тракторі;

Вибір і основи вузла, що розробляється;

Розрахунок гальм;

Опис модернізованої гальмівної системи.

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Мета і завдання дипломного проєкту; Патентний пошук; Кінематична схема трактора; Модернізований трактора (складальне креслення); Гальмо (складальне креслення); Деталювання. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Авраменко Р.П.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Аналіз використання колісних тракторів класу 2...5.....	7
1.1 Короткий опис трактора класу 3.0.....	9
1.2 Зарубіжний досвід.....	10
2 Опис різних типів гальм застосовуваних на тракторі.....	11
2.1 Стрічкові гальма.....	11
2.1.1 Прості стрічкові гальма.....	12
2.1.2 Подвійні стрічкові гальма.....	13
2.1.3 Плаваючі гальма.....	13
2.2 Колодкові гальма.....	14
2.3 Дискові гальма.....	15
3 Вибір і основи вузла, що розробляється.....	17
3.1 Актуальність проблеми.....	17
3.2 Патентний пошук.....	19
4 Розрахунок гальм.....	24
4.1 Вихідні дані.....	24
4.2 Властивості щеплення трактора.....	25
4.3 Вимоги директиви 76/432/СЕЕ.....	25
4.4 Розрахункові режими.....	26
4.5 Передавальне відношення приводів.....	26
4.5.1 Привод зупинкового гальма.....	26
4.5.2 Гальмівний момент за умовами максимально допустимого гальмівного шляху.....	29
4.5.3 Гальмівний момент за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою.....	30
4.6 Визначення працездатності гальма.....	34
4.6.1 Тиск на поверхнях тертя.....	34
4.6.2 Робота тертя.....	35

4.6.3 Теплонапруженість гальма.....	36
4.6.4 Розрахунок зусилля на педалях.....	36
4.6.5 Питомий тиск в зоні контакту розпірних кульок і натискних дисків.....	37
5 Опис модернізованої гальмівної системи.....	39
5.1 Робочі гальма.....	39
5.2 Стоянкове гальмо.....	40
5.3 Гідропривод гальм.....	41
Загальні висновки.....	42
Список використаних джерел.....	43
Додатки.....	45

ВСТУП

Створення нових машин – завдання як технічне, так і економічне. Оскільки трактори, що розробляються, повинні не тільки бути більш досконалими за технічними характеристиками, але і забезпечувати більш високі економічні показники на всіх видах робіт в різних ґрунтово-кліматичних зонах, які характеризуються як різноманітністю вирощуваних культур, так і питомими опорами ґрунтів обробці і розмірами ділянок.

В рамках дипломного проектування вирішується завдання модернізації гальмівної системи трактора тягового класу 3 для підвищення ефективності використання на транспортних роботах, з двигуном потужністю 155 к.с.

Метою дипломного проекту є підвищення ефективності використання трактора класу 3.0 на транспортних роботах.

В дипломному проекті необхідно:

- провести аналіз використання колісних тракторів класу 2...5;
- провести опис різних типів гальм застосовуваних на тракторі;
- обґрунтувати вибір і основи вузла, що розробляється;
- провести розрахунок гальм;
- привести опис модернізованої гальмівної системи.

1 АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ КЛАСУ 2...5

Колісні трактори класу 2...5 в основному це трактори загального призначення, які використовують для виконання основних сільськогосподарських робіт, при вирощуванні сільськогосподарських культур (оранці, дискування, суцільної культивуації, боронуванні, сівбі, збиранні та транспортуванні). Ці трактори відрізняються малим дорожнім просвітом, підвищеною потужністю двигуна і наявністю переднього ведучого моста. Виняток становлять трактори тягового класу 2, вони можуть виконувати операції основного обробітку ґрунту і виконувати операції універсально просапних тракторів.

Багато сільськогосподарських культур для отримання максимального врожаю вимагають дотримання агростроків, але без широкозахватних агрегатів, проведення таких операцій як оранка, дискування, і суцільна культивуація, дуже складно провести в стислі агростроки, особливо навесні, коли рахунок йде на дні. У масштабах господарства це особливо сильно відчувається, тому що техніка необхідна ще і для виконання інших технологічних операцій (транспортування та внесення добрив, посів, боронування сходів тощо). Так як широкозахватні сільськогосподарські машини вимагають потужних енергонасичених тракторів, то господарствам доводиться купувати трактори 2...5 тягового класу.

Але трактори 2...5 тягового класу використовуються не тільки для основного обробітку ґрунту, а також для транспортування і внесення твердих і рідких органічних добрив. Транспортування тюків сіна, соломи, клубне-коренеплодів з полів до сховищ, зеленої маси до силосним ямах або сінажних башт. Загалом, вони працюють там, де потрібно виконати великий обсяг роботи за короткий період часу.

Оскільки трактора тягового класу 2...5 використовуються на основному обробітку ґрунту і транспортних роботах, то при їх конструюванні особлива увага приділяється їх транспортним швидкостям і гальмівним якостям, а так

само збільшення прохідності і зниження переущільнення ґрунту. Для збільшення прохідності і зниження переущільнення ґрунту найкраще використовувати гусеничні трактори, але в сформованих економічних умовах господарства все більше уваги звертають на колісні трактори через низку переваг колісних рушіїв (колісні рушії не псують тверде покриття доріг, колісні трактори мають велику транспортну швидкість, менші експлуатаційні витрати тощо).

В даний час в багатьох господарствах питома вага колісних тракторів становить 100%. Останнім часом через брак фахівців середньої ланки і хорошого фінансування в багатьох господарствах енергонасичені трактори практично не працюють із зчіпками, які збільшують ширину захвату агрегату і дозволяють комбінувати кілька типів сільськогосподарських машин, внаслідок цього такі трактора як К-700, К-701 важко завантажити на повну потужність.

Все більшої популярності набувають трактора тягового класу 2 і 3 відповідно. Для них підходить майже весь комплекс сільськогосподарських машин, які раніше агрегувалися з тракторами ДТ-75, Т-150 і Т-150К в гіршому випадку доводиться придбати нову сільськогосподарську машину або зробити перебудову (плуги від тракторів ДТ-75 не підходять до трактора «БЛ-1221», оскільки останній має тільки 3-точкову навішення і рухається правим колесом в колії, однак трактор може працювати за схемою «колеса трактора – поза борозною», тим самим отримує можливість роботи з плугами від гусеничних тракторів).

У колісних енергонасичених тракторів є один недолік – сильне ущільнення ґрунту на глибину до 1 метра. Проблема переущільнення ґрунту колісними тракторами загального призначення вирішується застосуванням комбінованих агрегатів, таких як РВК, АКШ тощо, установкою широкопрофільних або здвоєних шин.

Застосування трактора особливо виправдано на легких піщаних, супіщаних (вільних від каменів) і торф'яно-болотних ґрунтах, так як тяговий

опір цих ґрунтів коливається в межах 25...45 кН/м², навіть на такій енергоємній операції як оранка трактор класу 3.0 вільно проводять оранку.

1.1 Короткий опис трактора

Сільськогосподарський енергонасичений колісний трактор тягового класу 3,0 з колісною формулою 4х4 призначений для виконання різних сільськогосподарських робіт з навісними, напівнавісними, причіпними машинами і знаряддями, вантажно-розвантажувальними засобами, з збиральними комплексами, для приводу стаціонарних сільськогосподарських машин, а також для транспортних робіт в різних кліматичних зонах. Більш міцна і комфортабельна кабіна циліндричної форми поліпшеного зовнішнього дизайну та інтер'єру. Для поліпшення умов праці оператора передбачені тоноване сферичне скло, сонцезахисна шторка, збільшений об'єм кабіни, більш зручне розташування важелів бокового пульта і додаткового сидіння з відкидною спинкою, додаткове заднє вікно. Безрамкові двері і приклеєні лобове сферичне скло забезпечують хорошу оглядовість.

Трактор обладнується реверсивним постом керування для тривалої роботи в режимі реверсу з сільськогосподарськими машинами, які навішуються на задній навісний пристрій.

Передній ведучий міст – порталного типу, з цільними литими рукавами і планетарно-циліндричними колісними редукторами.

На тракторі встановлений рядний, шестициліндровий дизель з турбонадувом, номінальною потужністю 155 к.с. при 2100 об/хв колінчатого валу.

1.2 Закордонний досвід

Аналіз інформаційних матеріалів, відвідування сільськогосподарських виставок та ярмарків, бесіди з фахівцями і конструкторами дозволяють оцінити основні тенденції в розвитку зарубіжного тракторобудування.

За даними фірми Grieger Mallison Consult Gmbh (Німеччина) в Німеччині і Франції продажу тракторів потужністю 75...121 кВт і більше постійно зростають. При цьому частка тракторів в діапазоні потужностей 25..37 кВт і 37...59 кВт в цих країнах з кожним роком знижується. Аналогічні тенденції помічені і в інших розвинених країнах світу. В основному це пов'язується з укрупненням фермерських господарств.

Практично всі найбільш відомі тракторобудівні фірми світу розширили ряди машин, що випускаються або оновили їх модельні ряди за рахунок пропозиції потужних колісних тракторів. Середня потужність в країнах Європи коливається в межах 90...150 к.с. При цьому велика увага приділяється безпеці та надійності цих тракторів. Відповідно і розвитку гальмівних систем, які є одним з найважливіших показників безпеки.

В основному використовуються «мокрі» дискові гальма, що працюють в масляній ванні, що значно збільшує надійність і довговічність гальмівних систем.

2 ОПИС РІЗНИХ ТИПІВ ГАЛЬМ ЗАСТОСОВУВАНИХ НА ТРАКТОРІ

Гальма служать для утримання трактора на підйомах і ухилах, для забезпечення повороту, а також для зниження швидкості руху при транспортних роботах. Крім задоволення загальних вимог, які пред'являються до всіх механізмів, гальма повинні забезпечувати швидке і плавне гальмування трактора. За формою, гальма діляться на: стрічкові, колодкові, дискові.

При правильно обраних розмірах і матеріалі деталей гальма гальмування може бути надійним в гальмі будь-якої конструкції.

Можливість утримання гальма протягом тривалого часу в затягнутому стані і легкість управління ним залежать від конструкції приводу. Вибір гальма того чи іншого типу обумовлюється конструкцією механізму повороту і загальним компонованням трактора. Широке використання муфт повороту і планетарних механізмів в тракторах призвело до застосування стрічкових гальм. У цьому випадку в якості гальмівного барабана використовується ведений барабан муфти, тому конструкція виходить проста і компактна.

Колодкові гальма встановлюються в спеціальний гальмівний барабан, що дещо ускладнює конструкцію і збільшує її габарити.

Внаслідок цього на гусеничних тракторах колодкові гальма поширення не отримали. Застосування колодкових гальм доцільно в тому випадку, коли їх встановлюють на валах, що виходять з трансмісії. При розміщенні колодкового гальма всередині барабана виходить конструкція, відносно добре захищена від попадання бруду.

Дискові гальма, як найбільш ефективні і не створюють радіальних сил, мають більше поширення на колісних і гусеничних тракторах.

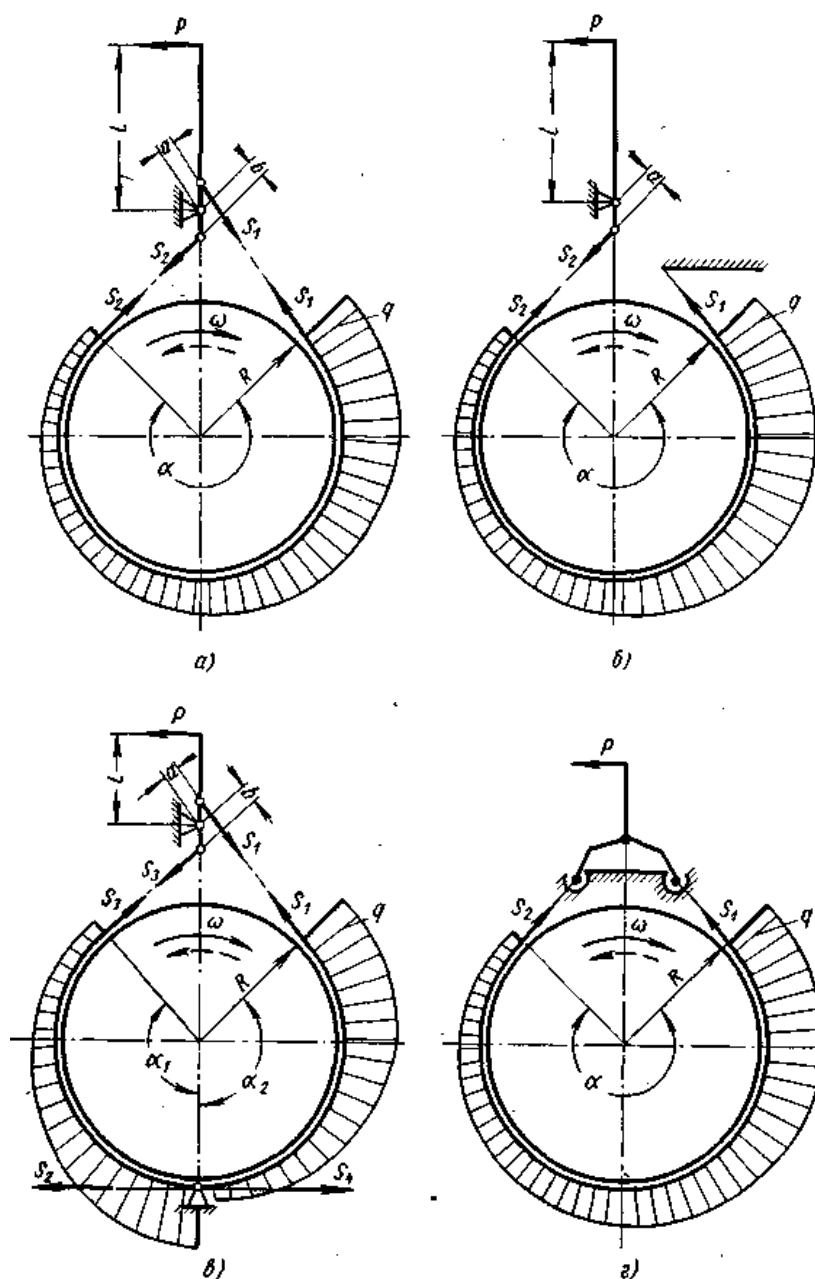
2.1 Стрічкові гальма

Ефективність стрічкових гальм визначається способом кріплення кінців гальмівної стрічки.

2.1.1 Прості стрічкові гальма

Ці гальма виконуються за двома схемами: просте гальмо без серводії, тобто без самогальмування (рис. 2.1, а) і гальмо з серводією (рис. 2.1, б).

У першому випадку кінці гальмівної стрічки кріпляться до важеля, при впливі на який обидва кінці стрічки одночасно затягуються.



а – просте гальмо без серводії; б – просте гальмо з серводією;
в – подвійне стрічкове гальмо; г – плаваюче гальмо.

Рисунок 2.1 – Схеми стрічкових гальм

Перевагою гальма цього типу в порівнянні з іншими є те, що в ньому відсутня серводія, тобто самозатягування гальмівних стрічок при гальмуванні, що забезпечує плавне, без «захвату» гальмування. Іншою позитивною якістю даного гальма є незалежність гальмівного ефекту від напрямку обертання гальмівного барабана.

Недоліком гальм цього типу є нерівномірний розподіл питомого тиску по довжині гальмівної стрічки, що веде до нерівномірного зносу гальмівних накладок. Недоліком гальма є також велике радіальне навантаження на вал.

У простому стрічковому гальмі з односторонню серводією один кінець стрічки закріплений жорстко, інший (рухливий) шарнірно на гальмівному важелі (рис. 2.1, б).

У простих стрічкових гальмах з односторонньою серводією так само, як і в гальмах без серводії, вал гальма навантажується радіальними силами, питомий тиск нерівномірно розподіляється по довжині гальмівної стрічки і гальмування виходить різким.

2.1.2 Подвійні стрічкові гальма

У цих гальмах обидва кінці стрічки рухливі, вони шарнірно укріплені на гальмівному важелі. У середній частині гальмівна стрічка закріплена за допомогою кронштейна. Позитивною якістю гальма є те, що у нього гальмівний ефект не залежить від напрямку обертання гальмівного барабана.

Отже, при інших рівних умовах гальмівний момент подвійного гальма приблизно в 1,5 рази менше, ніж у простого гальма в тому випадку, коли нерухомий кінець стрічки «набігає».

2.1.3 Плаваючі гальма

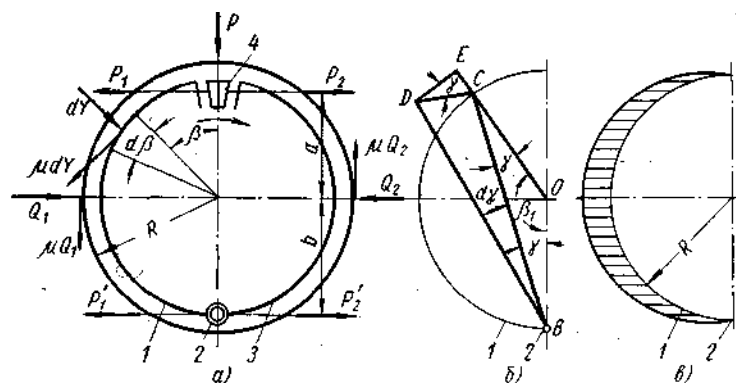
У плаваючих гальмах немає жорсткого кріплення гальмівної стрічки. Залежно від напрямку обертання гальмівного барабана пальці, наявні на обох

кінцях стрічок, впираються в кронштейн, внаслідок чого відповідний кінець гальмівної стрічки стає нерухомим. Гальмо перетворюється в просте. Таким чином, гальмівний ефект в даному випадку не залежить від напрямку обертання гальмівного барабана. Цікавим є пропозиція про використання стрічкових та інших типів гальм з плаваючими накладками. У цьому випадку на внутрішній стороні гальмівної стрічки, зверненої до барабану, робляться гнізда, куди вільно вставляються елементи гальмівної накладки, виконані у вигляді прямокутників. Як показують випробування, ефективність гальм такої конструкції значно вище, ніж у гальм з наклепаними накладками. В даний час ведуться роботи по доведенню цих конструкцій.

2.2 Колодкові гальма

Колодкові гальма набули найбільшого поширення на колісних тракторах, де вони встановлюються як на валах трансмісій, так і на провідних колесах.

На рис. 2.2, а показана схема 2-колодкового гальма без серводії. Характерною рисою конструкції є те, що колодки підвішуються незалежно на шарнірі 2. Завдяки цьому при роботі гальма відсутній силовий вплив однієї колодки на іншу (на відміну від гальма з серводією). При впливі на педаль гальма кулак 4 притискає гальмівні колодки 1 і 3 до гальмового барабана.



а – схема 2-колодкового гальма без серводії; б – графічне визначення розподілу питомого тиску по колодці; в - синусоїдальний розподіл величини питомої тиску по поверхні колодки

Рисунок 2.2 – Схема колодкового гальма

У гальма, схема якого зображена на рис. 2.2, гальмівний ефект не залежить від напрямку обертання гальмівного барабана і відсутні радіальні сили, що діють на вал гальма.

2.3 Дискові гальма

Дискові гальма знаходять застосування як на колісних, так і на гусеничних тракторах. На рис. 2.3 показане дискове гальмо, встановлене на колісному тракторі. При впливі на гальмівну педаль 1 система важелів 2, 3 і 4 повертає натискні диски 7 і 11 в протилежні сторони на деякий кут. У процесі гальмування натискні диски під дією сил тертя повертаються в напрямку обертання валу 9 (валу трансмісії трактора). Залежно від напрямку обертання виступ 6 на одному з натискних дисків впирається в кронштейн 5 корпусу гальма. Інший диск при цьому може повертатися на деякий кут щодо диска, який став нерухомим. Завдяки нажимному пристрою, що складається з кульок 10, закладених в лунки 8 (з похилими поверхнями) на торцевих поверхнях натискних дисків, останні розсунуться в осьовому напрямку і притиснуть ведені диски 12 і 13 до торцевих поверхонь 14 і 15 нерухомого корпусу гальма.

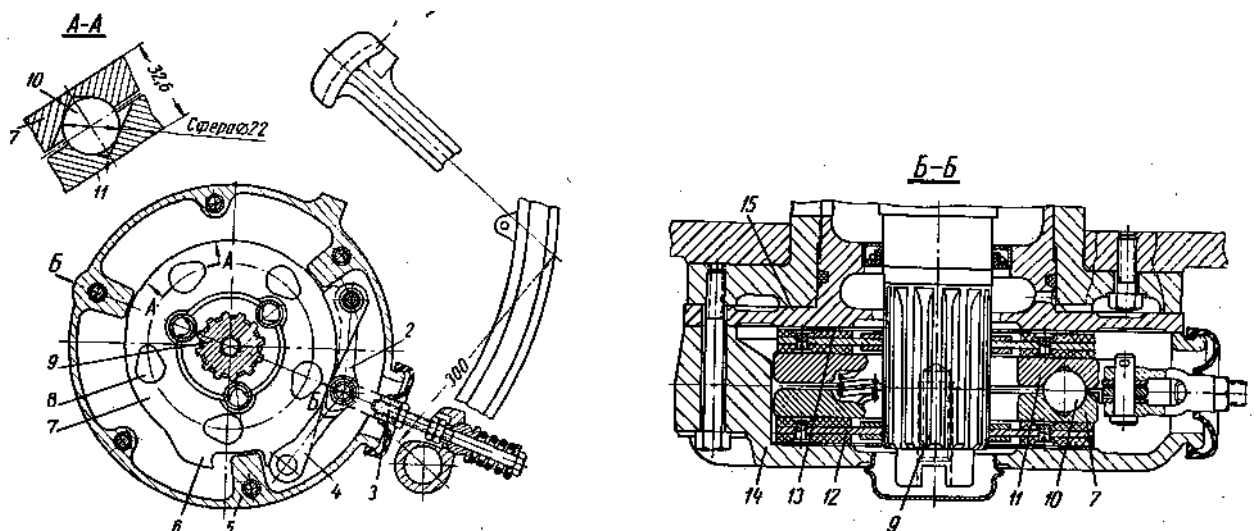
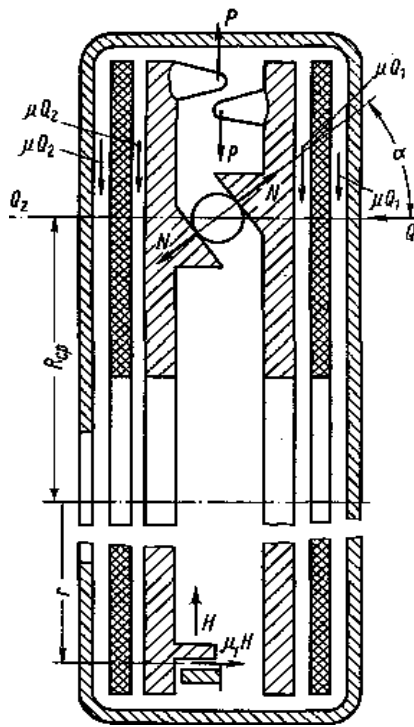


Рисунок 2.3 – Дискові гальма



P – сила, необхідна для включення гальма (умовно повернута на 90°); Q_1 і Q_2 – реакції з боку корпусу гальма на диски; μ – коефіцієнт тертя гальмівних дисків; μ_1 – коефіцієнт тертя між виступом натискного диска і виступом корпусу; μQ_1 ; μQ_2 – сили тертя на гальмівних дисках; H – реакція з боку виступу корпусу на натискний диск (умовно повернута на 90°)

Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на дискові гальма

Гальмо буде мати властивість самогальмування за умови $\frac{tg\alpha}{\mu} \leq 1$.

Самогальмування не буде, якщо $tg\alpha > \mu$. Виникнення, хоча і невелике, осьової сили на валу є недоліком цього гальма, так як в цьому випадку необхідно передбачити відповідні упори, що сприймають цю силу.

Гальмівний ефект дискового гальма не залежить від напрямку обертання гальмівного барабана. Крім того, до позитивних якостей цього гальма слід віднести те, що вал розвантажений від радіальних навантажень. На відміну від стрічкових і колодкових гальм, у дискових гальм навантаження по поверхні гальмівного елемента розподіляється рівномірно, що призводить до рівномірного зносу накладок і збільшує їх термін служби. Можливість достатньої герметизації гальм теж істотно збільшує їх термін служби.

3 ВИБІР І ОСНОВИ ВУЗЛА, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ

3.1 Актуальність проблеми

На даний момент знос машино-тракторного парку господарств становить близько 70%, без надходження нової якісної техніки вони довго працювати не зможуть.

При покупці нової техніки, в обставинах, що склалися, віддається перевага колісним тракторам внаслідок деяких причин (трактори класу 3.0 господарствам легше придбати через значно меншу ціну по відношенню до зарубіжних тракторів, простоту в обслуговуванні і більш високі транспортні швидкості, ніж у гусеничних), а трактор класу 3.0 останнім часом найкупованіший з енергонасичених тракторів. Йому доводиться працювати на різних роботах і практично половину часу трактор використовується на транспорті з виїздом на дороги загального користування, тому проблема підвищення ефективності використання тракторів на транспортних роботах досить актуальна.

Зараз, в наш час до транспортних МТА пред'являються підвищені вимоги безпеки. На наш погляд, виконання цього завдання багато в чому визначається необхідністю підвищення надійності їх деталей і вузлів. Одним з найбільш відповідальних вузлів, що визначають їх надійність і безпеку експлуатації, є гальмівні системи. Під гальмівною системою розуміється поєднання власне гальма, тобто робочого (виконавчого) механізму, який безпосередньо створює штучний опір руху трактора, з системою управління та приводом, що призводить гальмо в дію.

Гальмівна система зменшує швидкість трактора з заданим уповільненням або зупиняє його на певному гальмівному шляху.

Значення гальмівних систем зростає в зв'язку зі збільшенням рухомих мас, швидкостей переміщення і частоти гальмувань. Протягом короткого періоду часу гальмівні системи повинні перетворити в теплову енергію значну

кількість механічної енергії і передати її в навколишнє середовище без зниження працездатності як самої системи, так і трактора в цілому.

Основними напрямками підвищення надійності і ефективності використання гальмівних систем і пристроїв є конструктивне удосконалення механічної частини й приводу існуючих гальм і створення нових конструктивних різновидів, розробка і застосування нових матеріалів з підвищеними фрикційними властивостями. При цьому широко використовуються досягнення триботехніки, створюються і застосовуються нові методи розрахунку, дослідження і випробування гальмівних пристроїв і фрикційних матеріалів, а так само застосування гальм, що працюють в масляній ванні («мокрі» гальма).

З метою підвищення безпеки трактора, його надійності і відповідності світовим стандартам і модернізують його гальмівну систему. Адже при використанні трактора на транспортних роботах сильно збільшується частота гальмувань і температура робочих органів гальмівної системи. Особливо при роботі на горбистій місцевості, а також у горах, на затяжних спусках доріг робочі органи «сухих» гальм можуть перегріватися і швидко виходити з ладу. Саме з цього і встановлено на трактор класу 3.0 гальма, що працюють в масляній ванні («мокрі» гальма). Збільшуючи їх енергоємність і надійність в порівнянні зі штатними «сухими» гальмами.

Модернізація гальмівної системи як спосіб підвищення ефективності використання трактора класу 3.0 на транспортних роботах має ряд плюсів:

- немає необхідності в спеціальній підготовці трактора;
- простота у використанні не вимагає великих навичок від тракториста;
- підвищення безпеки і надійності трактора,;
- найголовніше те, що гальмівна система може розраховуватися з будь-якими іншими способами підвищення ефективності використання на транспортних роботах.

З усіх типів гальм в тракторобудуванні найбільше застосування отримали дискові гальма.

Самий виправданий спосіб модернізації гальмівної системи тракторів класу 3.0 це перехід на дискові гальма, що працюють в масляній ванні, які за всіма показниками надійності і довговічності в багато разів перевершують штатні «сухі».

3.2 Патентний пошук

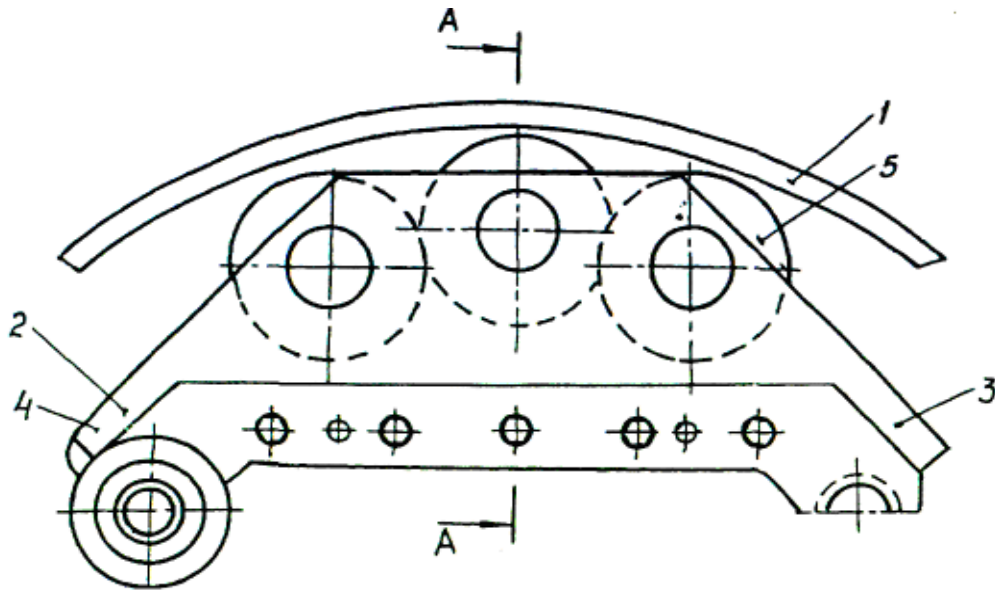


Рисунок 3.1 – Барабанно-колодкові гальма

Барабанно-колодкові гальма містять гальмівний барабан 1, гальмівну колодку 2, виконану U-подібної форми, що має носкові 3 і п'яткові 4 частини. Усередині гальмівної колодки 2 встановлений фрикційний елемент у вигляді ролика 5, який складається з фрикційного матеріалу 6, і підкладки 7. Остання посаджена з натягом на конічну втулку 8 з різьбленням 9, виконану на її внутрішній поверхні. Ролик 5 за допомогою різьблення 9 нагвинчується на вісь 10 з симетричними проточками 11, в які встановлені пружинні шайби 12, що стопорить поздовжнє переміщення ролика 5. В якості додаткового фрикційного елемента в зазор 13 між роликом 5 і внутрішньою поверхнею 14 гальмівної колодки 2 встановлений диск з вирізом 15, на якому є фрикційний матеріал 16. Останній стикається з внутрішньою поверхнею 14 гальмівної колодки 2. Для

забезпечення складання всіх деталей гальмівна колодка 2 виконана з двох частин, які з'єднуються болтами 17, гайками 18 з шайбами 19.

В основу роботи барабанно-колодкового гальма закладено наступне. Величина гальмівного моменту, що розвивається між роликами 5 і ободом гальмівного барабана 1 більше, ніж величина гальмівного моменту між внутрішніми поверхнями 14 колодок 2 і фрикційним матеріалом 16 дисків з вирізами 15 на величину сил опору тертю, що виникають на посадочних поверхнях металевих підкладок 7 і конічними втулками 8.

Барабанно-колодкового гальма працює наступним чином.

При замиканні гальма силою P (привід переміщення колодок до гальмового барабана не показаний) відбувається взаємодія робочої поверхні обода гальмівного барабана 1 з фрикційними елементами (роликами) 5 під дією наступних сил: розжимної, що підводиться до носкових 3 гальмівних колодок 2; тертя кочення, що виникає під час перекочування фрикційних елементів 5 по робочій поверхні ободу барабана 1; опору прокручування роликів 5 щодо осей 10; опору прокручування підкладки 7 при зриві натягу щодо конічної втулки 8; опору прокручування торцевих поверхонь фрикційних елементів 5 щодо поверхонь диска 15. При цьому характерними режимами є три режими гальмування.

Перший режим. Якщо розтискна сила менше сили опору прокручування конічної втулки 8 на осі 10, то фрикційні елементи 5 ковзають по робочій поверхні обода барабана 1 і пригальмовують останній. Другий режим. Якщо розтискна сила більше сили опору прокручування фрикційних елементів 5, то спочатку відбувається перекочування, а потім обертання і взаємодія їх між собою, збільшуючи при цьому сумарну силу тертя (ковзання + кочення), що і призведе до загальмування гальмівного барабана 1. Третій режим. При збільшеній розжимної сили фрикційні елементи 5 за рахунок зриву натягу між підкладкою 7 і конічної втулкою 8 не блокуватимуться їх бічні поверхні щодо поверхонь диска 15, що і призведе до виникнення значних гальмівних сил, загальмовують гальмівний барабан.

Так як контакт між фрикційними елементами 5 і ободом барабана 1 лінійний, то це сприяє кращій експлуатації фрикційних елементів 5, тобто їх рівномірному зносу. Після спрацювання фрикційних елементів 5 до допустимої величини виробляють розбирання гальмівного механізму і демонтують гальмівні колодки 2, з яких знімають фрикційні елементи 5. Після чого з підкладки 7 випресовують фрикційний матеріал, який залишився і запресовують новий. Потім фрикційні елементи 5 встановлюють на гальмівні колодки 2, а потім в гальмівний механізм. У запропонованому гальмі значно знижена трудомісткість на монтаж і демонтаж фрикційних елементів 5 в порівнянні з їх приклеюванням або прикльопуванням.

Таким чином, застосування запропонованого барабанно-колодкового гальма дозволяє підвищити ресурс фрикційного вузла і збільшити гальмівні моменти, так як останні утворюються силами тертя ковзання і кочення при ковзанні і коченні деталей взаємодіючих фрикційних вузлів.

Барабанно-колодкові гальма, що містять гальмівні колодки, виконані U-подібної форми, встановлені в гальмівному барабані з можливістю взаємодії своїми носовими частинами з їх приводом і фрикційними елементами, виконаними у вигляді встановлених на осях з різьбленням циліндричних роликів із зовнішніми фрикційними втулками, розміщених на підставі колодок з можливістю взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею барабана, що відрізняється тим, що циліндричні ролики взаємодіють між собою, а їх фрикційні втулки знаходяться на металевій підкладці, бічні поверхні втулок контактують з торцями дисків з вирізами, на протилежні поверхні яких завдано фрикційний матеріал з можливістю взаємодії з внутрішніми бічними поверхнями U-подібної колодки, і при цьому металева підкладка посаджена з натягом на конічну втулку, причому величина гальмівного моменту між фрикційними елементами і ободом гальмівного барабана більше, ніж величина гальмівного моменту між торцевими поверхнями колодок і фрикційними дисками на величину сил опору тертю, що виникають на посадочних поверхнях металевої підкладки і конічної втулки.

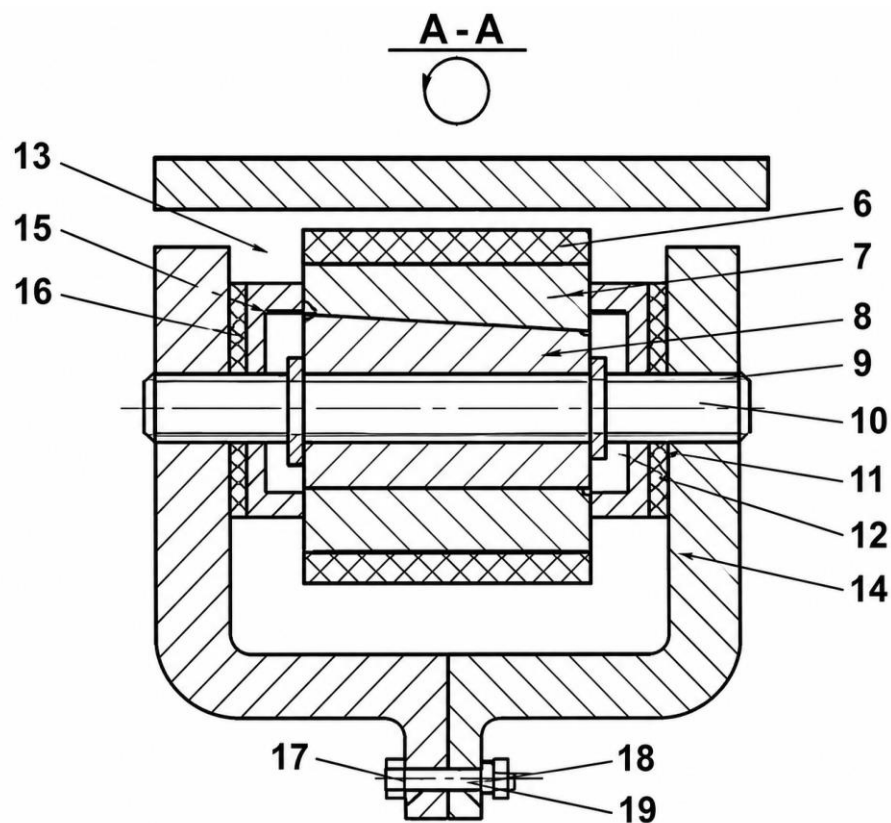


Рисунок 3.2 – Гальма

Винахід відноситься до машинобудування і може бути використано на гальмівних механізмах з будь-якою системою подачі охолоджуючого повітря. Мета винаходу – підвищення ефективності охолодження робочих поверхонь барабана і фрикційних накладок. Гальма колодки 26 забезпечені теплообмінником 24, розташованим між її ребрами 25. Теплообмінник 24 утворений пакетом пластин 27, які з'єднані між собою порожнинами 29 і наскрізними отворами 30, які проходять через підставу 33 колодки 26, а в накладках виконані наскрізні радіальні канали 31 змінного перерізу. До теплообміннику 24 підключені трубопроводи системи подачі охолоджуючого повітря, подається з пневматичної системи транспортного засобу. Відбувається інтенсивний обдув робочих поверхонь пар тертя, що сприяє їх рівномірному охолодженню, видалення продуктів зносу, а також підвищенню фрикційних властивостей пар гальма.

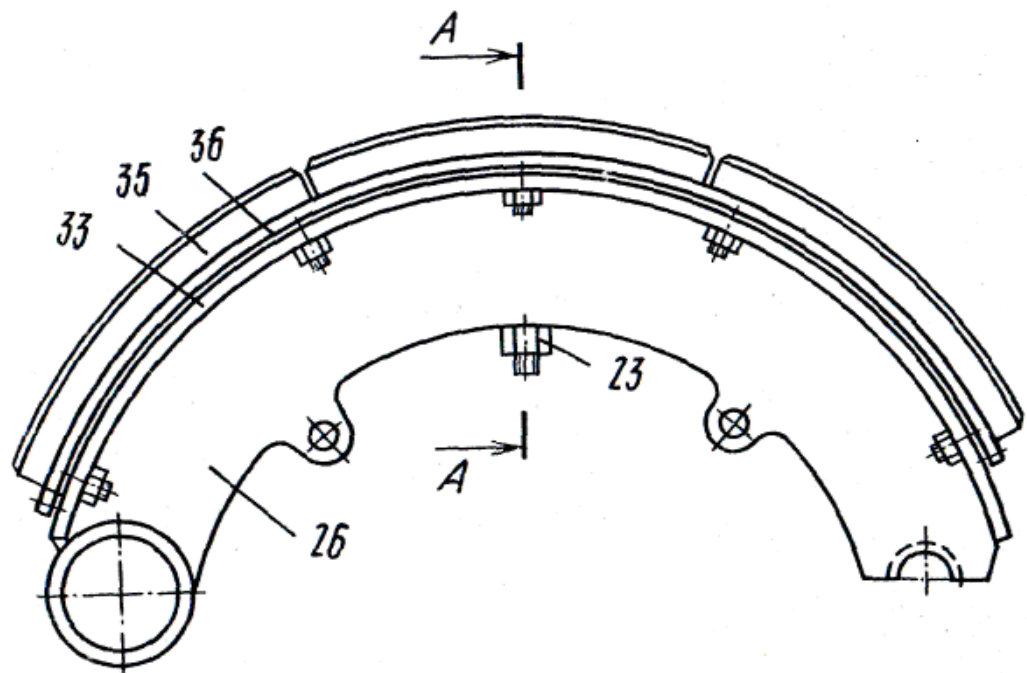


Рисунок 3.3 – Гальмо

Гальмо, що містить загальмовуючий ротор, приводні гальмівні колодки з ребрами жорсткості, в основі яких виконані радіальні канали для повідомлення простору між ротором і робочою поверхнею фрикційної накладки з трубопроводом системи подачі охолоджуючого повітря, що відрізняється тим, що, з метою підвищення ефективності охолодження робочих поверхонь ротора і фрикційної накладки, гальмівна колодка оснащена теплообмінником, утвореним пакетом пластин, розташованих між ребрами жорсткості і прилеглих до них своїми ребрами, при цьому між пластинами виконані повідомлені між собою порожнини, на підставі з боку фрикційного колодки виконані поперечні пази, у фрикційної накладки виконані додаткові наскрізні радіальні канали, розміщені в поперечному напрямку і повідомлені з трубопроводом 5 системи подачі охолоджуючого повітря через зазначені порожнини і пази між пластинами теплообмінника.

4 РОЗРАХУНОК ГАЛЬМ

4.1 Вихідні дані

Тип - дисковий, мокрий.

- кількість пар тертя $Z = 16$.

Радіуси фрикційних накладок:

- зовнішній $R_n = 102 \text{ мм}$;

- внутрішній $R_b = 67,5 \text{ мм}$.

Коефіцієнт тертя пар:

«Сталь – металокераміка» $\mu = 0,08$.

Кут нахилу лунки під розпірний кульці $\alpha = 20^\circ$.

Радіуси розташування щодо осі:

- упорів натискних і проміжного дисків $r_y = 100 \text{ мм}$;

- кульок $r_{ш} = 83 \text{ мм}$;

- шарнірів натискних дисків $r_{шар} = 115 \text{ мм}$.

Типи приводів:

- зупинкового гальма – гідростатичний (головний і робочий циліндри);

- стоянкового гальма – ручний, шарнірно-важільний.

Плечі дії зусиль в приводі зупинкового гальма:

- педалі $r_{п} = 360 \text{ мм}$;

- поворотної пружини педалі $r_{пр п} = 38 \text{ мм}$;

- штока головного циліндра $r_{гц} = 68 \text{ мм}$;

- штока робочого циліндра $r_{рц} = 68 \text{ мм}$;

- регулювальної тяги $r_{рт} = 31 \text{ мм}$.

Плечі дії зусиль в приводі гальма стоянки:

- рукоятка приводу $r_{рук} = 523 \text{ мм}$;

- проміжної тяги $r_{пт} = 37 \text{ мм}$;

- важіль валу гальма $r_b = 92 \text{ мм}$.

Поворотна пружина педалі і рукоятки:

- довжина у вільному стані	$l_{\text{пш с}} = 65 \text{ мм};$
- контрольна довжина	$l_{\text{пш к}} = 130 \text{ мм};$
- контрольне зусилля	$P_{\text{пш}} = 15 \text{ кгс};$
- робоча довжина пружини на педалі	$l_{\text{пш р}} = 98 \text{ мм};$
- робоча довжина пружини на важелі рукоятки	$l_{\text{р рук}} = 138 \text{ мм}.$

Поворотна пружина штока робочого циліндра:

- довжина у вільному стані	$l_{\text{пш с}} = 66 \text{ мм};$
- контрольна довжина	$l_{\text{пш к}} = 86 \text{ мм};$
- контрольне зусилля	$P_{\text{пш}} = 20 \text{ кгс};$
- робоча довжина пружини	$l_{\text{пшр}} = 75 \text{ мм}.$

Діаметри гідроциліндрів:

- головного	$d_{\text{гц}} = 25,4 \text{ мм};$
- робочого	$d_{\text{рц}} = 28 \text{ мм}.$

4.2 Властивості щеплення трактора

Коефіцієнт зчеплення з дорогою:

- асфальт	$\varphi = 0,8.$
-----------	------------------

Коефіцієнт опору руху:

- на асфальті	$f = 0,02.$
---------------	-------------

Гальмівний шлях на горизонтальній ділянці руху $l_{\text{дон}} = 0,1 \cdot v_{\text{max}} + \frac{v_{\text{max}}^2}{90}.$

Максимальне зусилля на педалях зупинкового гальма $P_{\text{max}} = 25 \text{ кгс}.$

Максимальне зусилля на рукоятці стоянкового гальма $P_{\text{р max}} = 35 \text{ кгс}.$

4.3 Вимоги директиви 76/432/СЕЕ

Максимальні зусилля:

- на педалях зупиночних гальм	$P_{\text{п max}} = 60 \text{ кгс}.$
-------------------------------	--------------------------------------

- на рукоятці стоянкового гальма

$$P_{p\max} = 40 \text{ кгс.}$$

Гальмівний шлях на горизонтальній ділянці шляху при

$$l_{\text{дон}} = 0.15 \cdot v_{\max} + \frac{v_{\max}^2}{116}.$$

- швидкості $v = v_{\max}$ і масі $G = G_{\max}$.

Утримання трактора з максимальною експлуатаційною масою $G_{\max}$ на ухилі 18% (10,2°).

Утримання трактора з мінімальною експлуатаційною масою і причепа без гальм масою $G_{\text{пр}} = 3000 \text{ кг}$ на уклоні 12% (6,84°).

4.4 Розрахункові режими

- гальмування трактора на горизонтальній ділянці шляху при русі з максимальною швидкістю $v_{\max} = 32,58 \text{ км/год.}$ і максимально дозволеною масою $G_{\max} = 9000 \text{ кг.}$

- утримання стоянковим гальмом трактора з максимально дозволеною масою $G_{\max} = 9000 \text{ кг}$ на ухилі 18 % (10,2°).

- утримання стоянковим гальмом трактора з мінімальною масою $G_{\min} = 6500 \text{ кг}$ і причепа без гальм масою $G_{\text{пр}} = 3000 \text{ кг}$ на ухилі 12 % (6,84°).

4.5 Передавальне відношення приводів

4.5.1 Привод зупинкового гальма

$$U_{om} = \frac{Q}{P_n}, \quad (4.1)$$

де Q – осьовий посилення на натискних дисках гальма;

$$U_{om} = U_{nn} * U_{mm} * \eta_{mm}.$$

Передавальне відношення приводу від педалі до регулювальної тяги:

$$U_{nm} = \frac{r_n}{r_{zu}} * \left(\frac{d_{pu}}{d_{zu}} \right)^2 * \frac{r_{pu}}{r_{pm}} * \eta_{ш} * \eta_r, \quad (4.2)$$

$\eta_{ш} = 0,98^4$ - КПД чотирьох сухих шарнірів приводу;

$\eta_r = \eta_{zu}^2$ - КПД гідроприводу;

$\eta_{zu} = 0,95$ - КПД одного гідроциліндра (робочого або головного), прийняте за попередніми випробуванням в лабораторії гідравліки.

$$U_{nm} = \frac{360}{68} * \left(\frac{28}{25,4} \right)^2 * \frac{68}{31} * 0,98^4 * 0,95^2 = 11,748.$$

ККД гальмівного механізму:

$$\eta_{тм} = 0,98^3 = 0,941.$$

Передавальне відношення гальмівного механізму:

$$U_{тм} = \frac{Q}{P_{pm}},$$

де P_{pm} - зусилля на вилці регулювальної тяги.

Значення Q визначається зі схеми сил, що діють в сполученні «натискний диск-кулька»:

$$Q = \frac{P_{ми}}{tg\alpha} = \frac{M_{uo}}{r_{ш} * tg\alpha},$$

де $P_{ми}$ - тангенціальна сила, що діє в сполученні «натискні диск-кулька» при повороті натискного диска; M_{uo} - крутний момент, необхідний для повороту натискного диска.

$$M_{uo} = M_1 - M_2 + M_3, \quad (4.3)$$

де: $M_1 = Q * r_{uu} * tg\alpha$ - момент, створюваний тангенціальною силою в сполученні «натискний диск-кулька»; $M_2 = \frac{M_m}{z}$ - фрикційний момент однієї пари тертя, що допомагає гальмування (сервомомент);

$$M_m = Q * z * \mu * R_{cp}$$

$$M_2 = \frac{Q * z * \mu * R_{cp}}{z} = Q * \mu * R_{cp}$$

$M_3 = P_{np} * r_{uu} * tg\alpha$ - момент, що витрачаються на подолання зусилля віджимних пружин натискних дисків; $\alpha = 20^\circ$ - кут нахилу лунки натискного диска.

При сумарному зусиллі пружин $P_{np} = 48 \text{ кгс}$

$$M_3 = 48 * 0,083 * tg\alpha = 1,294 \text{ кгс} * \text{м}$$

З умов рівноваги шарнірного 4-х ланкового гальмівного механізму «натискні диски-тяги дисків-регулювальна тяга»

$$M_{uo} = P_{uo} * r_{um} * \cos 15^\circ, \quad (4.4)$$

r_{um} - радіус розташування шарніра, що з'єднує тяги натискних дисків і вилку (щодо осі гальма). значення r_{um} визначається з геометрії шарнірного 4-х ланкового по теоремі косинусів:

$$r_{um} = \frac{2 * l_{mo} * \cos 75^\circ \pm \sqrt{(2 * l_{mo} * \cos 75^\circ)^2 + 4 * (r_{шар}^2 - l_{uo}^2)}}{2} \approx 106 \text{ мм}$$

$$P_{uo} = \frac{P_{pm}}{2 * \cos 75^\circ}$$

$$M_{uo} = \frac{P_{pm} * r_{um} * \cos 15^\circ}{2 * \cos 75^\circ}$$

$$M_{uo} = Q * r_{uu} * tg\alpha - Q * \mu * R_{cp} + 2,49$$

$$Q * r_{uu} * tg\alpha - Q * \mu * R_{cp} + 2,49 = \frac{P_{pm} * r_{um} * \cos 15^\circ}{2 * \cos 75^\circ}$$

Розділивши обидві частини на P_{pm} і перетворивши, одержимо:

$$U_{mm} = \frac{r_{um} * \cos 15^\circ}{(r_{ui} * \operatorname{tg} \alpha - \mu * R_{cp}) * 2 * \cos 75^\circ} - \frac{1,29}{P_{pm}} = 7,47 - \frac{1,29}{P_{pm}}$$

При максимальному зусиллі на педалях і передавальному відношенні приводу зупинкового гальма $U_{nn} = 8,405$ величина $\frac{1,29}{P_{pm}} = \frac{1,29}{\frac{60}{2} * 8,405} \approx 0,005$ мала в порівнянні з величиною 7,47 і нею можна знехтувати, прийнявши.

$$U_{om} = 11,748 * 7,47 * 0,941 = 82,58$$

$$U_{cm} = U_{mm} * \eta_{mm} * U_{pn},$$

де ККД гальмівного механізму:

$$\eta_{mm} = 0,98^3 = 0,941.$$

Передавальне відношення приводу від рукоятки до регулювальної тяги:

$$U_{pn} = \frac{r_{рук}}{r_{nm}} * \frac{r_6}{r_{pm}} * \eta_{ui} = \frac{523}{37} * \frac{92}{31} * 0,98^5 = 37,$$

$$\eta_{ui} = 0,98^5 = 0,904$$

ККД п'яти сухих шарнірів приводу;

$$U_{cm} = 7,47 * 0,941 * 37,9 = 266,4.$$

4.5.2 Гальмівний момент за умовами максимально допустимого гальмівного шляху

$$M_m = \frac{P_m * R_2}{2 * U_{kn}}, \quad (4.5)$$

де $P_m = G_{\max} * \left(\frac{v_{\max}^2}{2 * g * (l_{don} - l_p)} - f \right)$ - гальмівна сила на ведучих колесах; l_{don} -

гальмівний шлях по ГОСТ 12.2.120-88 або за директивою 76/432/СЄЕ;

$l_p = 0.1 * v$ (по ГОСТ 12.2.120-88) або $l_p = 0.15 * v$ (по 76/432/СЕЕ) – шлях, пройдений трактором за час реакції гальмівної системи.

Середнє уповільнення при гальмуванні:

$$a = \frac{(P_m + P_f) * g}{G_{\max}} = \frac{(P_m + G * f) * g}{G_{\max}}.$$

За умовами ГОСТ 12.2.120-88:

$$l_{\text{дон}} = 0.1 * v + \frac{v^2}{90} = 0.1 * 32.58 + \frac{32.58^2}{90} = 15.05 \text{ м}$$

$$l_p = 0.1 * v = 3.26 \text{ м}$$

$$P_m = 9000 * \left(\frac{(32.58 / 3.6)^2}{2 * 9.81 * (15.05 - 3.26)} - 0.02 \right) = 3006.6 \text{ кгс}$$

$$M_m = \frac{3006.6 * 0.835}{2 * 8} = 156.9 \text{ кгс * м}$$

$$a = \frac{(3006.6 + 9000 * 0.02) * 9.81}{9000} = 3.47 \text{ м / с}^2$$

За умовами директиви 76/432/СЕЕ:

$$l_{\text{дон}} = 0.15 * v + \frac{v^2}{116} = 0.15 * 32.58 + \frac{32.58^2}{116} = 14.04 \text{ м}$$

$$l_p = 0.15 * v = 4.89 \text{ м}$$

$$P_m = 9000 * \left(\frac{(32.58 / 3.6)^2}{2 * 9.81 * (14.04 - 4.89)} - 0.02 \right) = 3926.0 \text{ кгс}$$

$$M_m = \frac{3926.0 * 0.835}{2 * 8} = 204.9 \text{ кгс * м}$$

$$a = \frac{(3926.0 + 9000 * 0.02) * 9.81}{9000} = 4.47 \text{ м / с}^2$$

Сили, що діють на трактор в режимі гальмування:

$$P_{f1} + P_{f2} = P_f = G * a$$

$$P_{m2} = R_2 * g$$

$$\frac{G}{g} * a = P_m + P_f$$

4.5.3 Гальмівний момент за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою

$$M_m = M_{m1} + M_{m2}, \quad (4.6)$$

де M_{m1} і M_{m2} гальмівні моменти за умовами зчеплення передніх і задніх коліс відповідно.

У приводі ПВІ використовується фрикційна муфта з максимальним моментом тертя $M_{мпвм} = 54,9 \text{ кЗс} \cdot \text{м}$. Його значення, наведене до гальма:

$$M_{m1} = \frac{M_{мпвм}}{2} \cdot U_{mt}, \quad (4.7)$$

де $U_{mt} = \frac{27}{32} \cdot \frac{37}{27} \cdot \frac{41}{12} = 3,95$ - передавальне число від муфти GDV до гальма.

$$M_{m1} = \frac{54,9}{2} \cdot 3,95 = 108,4 \text{ кЗс} \cdot \text{м}.$$

При цьому на передніх колесах реалізується максимальна дотична гальмівна сила:

$$P_{m1} = \frac{M_{мпвм} \cdot U_{gdv} \cdot \eta_{пвм}}{R_1} = \frac{54,9 \cdot 22,846 \cdot 0,9312}{0,59} = 1980 \text{ кЗс} \cdot \text{м} = 0,22 \cdot G_{\max}.$$

Гальмівний момент, реалізований задніми колесами, визначаємо з умови рівноваги трактора в режимі гальмування:

$$G_{\max} \cdot (L - a_{цм}) - R_2 \cdot L - h_{цм} \cdot (G_{\max} \cdot f + 0,22 \cdot G_{\max} + R_2 \cdot \varphi) = 0$$

Після перетворення отримаємо:

$$R_2 = \frac{G_{\max} \cdot (L - a_{цм} - h_{цм} \cdot (f + 0,22))}{L + h_{цм} \cdot \varphi}$$

$$P_{m2} = R_2 \cdot \varphi = \frac{G_{\max} \cdot \varphi}{L + h_{цм} \cdot \varphi} \cdot (L - a_{цм} - h_{цм} \cdot (f + 0,22))$$

$$P_{m2} = \frac{9000 \cdot 0,8}{2,85 + 0,965 \cdot 0,8} \cdot (2,85 - 1,14 - 0,965 \cdot (0,02 + 0,22)) = 2939 \text{ кЗс}$$

$$P_m = 1980 + 2939 = 4919 \text{ кЗс}$$

Гальмівний момент від зчеплення задніх коліс:

$$M_{m2} = \frac{G_{\max} \cdot R_2 \cdot \varphi}{2 \cdot U_k \cdot (L + h_{цм} \cdot \varphi)} \cdot (L - a_{цм} - h_{цм} \cdot (f + 0,22))$$

$$M_{m2} = \frac{9000 \cdot 0,835 \cdot 0,8}{2 \cdot 8(2,85 + 0,965 \cdot 0,8)} \cdot (2,85 - 1,14 - 0,965 \cdot (0,02 + 0,22)) = 153,37 \text{ кЗс} \cdot \text{м}$$

- середнє уповільнення:

$$a = \frac{(4919 + 9000 * 0,02) * 9,81}{9000} = 5,56 \text{ м/с}^2$$

Гальмівний шлях:

$$l = 0,1 * v + \frac{v^2}{2 * a} = 0,905 + \frac{9,05^2}{2 * 5,56} = 8,27 \text{ м.}$$

Гальмівний момент за умовами утримання трактора з максимальною масою на ухилі 18% ($\alpha=10,2^\circ$)

$$M_T = \frac{G_T * R_2}{2 * U_{кп}} * (\sin \alpha - f * \cos \alpha)$$

$$M_T = \frac{9000 * 0,835}{2 * 8} * (0,177 - 0,02 * 0,984) = 73,9 \text{ кгс} * \text{м}$$

Гальмівний момент за умовами утримання трактора з мінімальною масою $G_{\min}=6500\text{кг}$ і причепом $G_{\text{пр}}=3000\text{кг}$ на схилі 12% ($\alpha=6,84^\circ$)

$$M_T = \frac{(G_T + G_{\text{пр}}) * R_2}{2 * U_{кп}} * (\sin \alpha - f * \cos \alpha)$$

$$M_T = \frac{(6500 + 3000) * 0,835}{2 * 8} * (0,1191 - 0,02 * 0,9929) = 49,02 \text{ кгс} * \text{м}$$

Гальмівний момент за умовами гальмування на горизонтальній ділянці шляху при $v_{\max} = 32,58 \text{ км/час}$, $G_{\max} = 9000 \text{ кг}$, $P_{\max} = 60 \text{ кГц}$

Зусилля, що розвивається нажінними дисками, і зусилля на педалях пов'язані залежністю:

$$Q = \left(\frac{P_n}{n} - P'_{\text{прп}} - P'_{\text{прш}} \right) * U_{\text{от}}, \quad (4.8)$$

де P'_{npr} і $P'_{при}$ - приведені до педалей зусилля зворотних пружин педалі і штока робочого циліндра відповідно.

$$P'_{npr} = \frac{P_{nn} * (l_{npr} - l_{nuc})}{(l_{nuc} - l_{nuc}) * U_{ш} * \eta_{ш2} * \eta_r} = \frac{20 * (75 - 66)}{(86 - 66) * 6.43 * 0.96 * 0.9025} = 1.6 \text{ кгс}, \quad (4.9)$$

де $U_{ш} = \frac{360}{68} * \left(\frac{28}{25.4} \right)^2 = 6.43$ - передавальне відношення від педалі до штока робочого циліндра; $\eta_{ш2} = 0.96$ - КПД двох сухих шарнірів; $\eta_r = 0.95^2 = 0.9025$ - КПД гідроприводу.

$$Q = \left(\frac{60}{2} - 0.8 - 1.6 \right) * 82.58 = 2279.2 \text{ кгс}.$$

При такому зусиллі гальмо може забезпечити момент:

$$M_m = Q * R_{cp} * \mu * Z = 2279.2 * 0.08475 * 0.3 * 6 = 347.7 \text{ кгс} * \text{м}.$$

За умовами зчеплення може бути реалізований момент:

$$M_m = 261.8 \text{ кгс} * \text{м}.$$

І дотична гальмівна сила:

$$P_m = P_{m1} + P_{m2} = 1980 + 2939 = 4919 \text{ кгс}.$$

Середнє уповільнення при цій гальмівній силі:

$$\begin{aligned} a &= \frac{(P_m + P_f) * g}{G_{\max}}, \text{ де} \\ P_f &= G_{\max} * f = 9000 * 0.02 = 180 \text{ кгс} \\ a &= \frac{(4919 + 180) * 9.81}{9000} = 5.56 \text{ м/с}^2 \end{aligned} \quad (4.10)$$

Гальмівний шлях:

$$l_{\text{дон}} = 0.1 * v_{\max} + \frac{v_{\max}^2}{2 * a} = 0.905 + \frac{9.05^2}{2 * 5.56} = 8.27 \text{ м} \quad (l_{\text{дон}} = 14.04 \text{ м}.$$

Вимога директиви 76/432 / ЄЕС виконується.

Утримання трактора на ухилі при зусиллі на рукоятці $P_{p\max} = 40 \text{ кгс}.$

Зусилля Q на натискних дисках і зусилля P_p на рукоятці стоянкового гальма пов'язані співвідношенням:

$$Q = \left(\frac{P_{p \max} - P_{pp}}{n} \right) * U_{cm}, \quad (4.11)$$

де P_{pp} - приведенне до рукоятці зусилля поворотної пружини:

$$U_{np} = \frac{523}{115} = 4,55 - \text{передавальне відношення від пружини до рукоятки.}$$

$$Q = \frac{40 - 3.85}{2} * 271.96 = 4915.7 \text{ кгс}.$$

При такому Q гальмо забезпечить гальмівний момент:

$$M_{m1} = Q = R_{cp} * \mu * Z = 4915.7 * 0.08475 * 0.3 * 6 = 749.9 \text{ кгс} * \text{м}.$$

Момент $M_m = 749.9 \text{ кгс} * \text{м}$ не може бути реалізований, тому що за умовами зчеплення коліс з дорогою може бути реалізований гальмівний момент $M_m < 261,8 \text{ кгс} * \text{м}$

4.6 Визначення працездатності гальма

Працездатність гальма оцінюється по:

- Питомому тиску q на поверхнях тертя;
- Роботі тертя за одне гальмування;
- Підвищення температури Δt впродовж одного гальмування.

4.6.1 Тиск на поверхнях тертя

Тиск на поверхнях тертя визначався для умов гальмування на горизонтальній ділянці шляху за умовами ГОСТ 12.2.120-88 ($M_m = 156,9 \text{ кгс} * \text{м}$),

за директивою 76/432/СЕЕ ($M_m = 204,9 \text{ кгс} * \text{м}$) і за умовами зчеплення провідних коліс з дорогою ($M_m = 261,8 \text{ кгс} * \text{м}$).

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (4.12)$$

$$\text{де } Q = \frac{M_m}{R_{cp} * \mu * Z}.$$

Площа однієї пари тертя: $F = (R_u^2 - R_e^2) * \pi = (10,2^2 - 6,75^2) * 3,14 = 183,6 \text{ см}^2$.

$$\begin{aligned} \text{за умовами ГОСТ 12.2.120-88: } Q &= \frac{156.9}{0.08475 * 0.3 * 6} = 1028.5 \text{ кгс} \\ q &= \frac{1028.5}{183.6} = 5.6 \text{ кгс} / \text{см}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{За умовами директиви 76/432/СЕЕ: } Q &= \frac{204.9}{0.08475 * 0.3 * 6} = 1343 \text{ кгс} \\ q &= \frac{1343}{183.6} = 7.31 \text{ кгс} / \text{см}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{За умовами зчеплення: } Q &= \frac{261.8}{0.08475 * 0.3 * 6} = 1716 \text{ кгс} \\ q &= \frac{1716}{183.6} = 9.35 \text{ кгс} / \text{см}^2 \end{aligned}$$

За допустиме значення питомого тиску приймається тиск, відповідний переходу від пластичного ненасиченого до пластичного насиченому контакту:

$$0,0625 \leq \frac{q}{HB} \text{ або } q \geq 1.25 - 2.5 Mna = 12.5 - 25.0 \text{ кгс} / \text{см}^2.$$

Менші значення відповідають накладок з меншим НВ. Для фрикційних накладок НВ=20, $q_{дон} = 12.5 \text{ кгс} / \text{см}^2$.

4.6.2 Робота тертя

Робота тертя одного гальма впродовж одного гальмування:

$$A = \frac{G_T * v^2}{2 * n * g} - \frac{G_T * f * l}{2} = \frac{9000 * (32.58 / 3.6)^2}{2 * 2 * 9.81} - \frac{9000 * 0.02 * l}{2}.$$

за умовами ГОСТ 12.2.120-88:

$$A = \frac{9000 * 9.05^2}{2 * 2 * 9.81} - \frac{9000 * 0.02 * 15.05}{2} = 17430 \text{ кгс} * \text{м}.$$

за умовами директиви 76/432/СЕЕ:

$$A = 18785 - \frac{9000 * 0.02 * 14.04}{2} = 17521 \text{ кгс} * \text{м}.$$

за умовами зчеплення:

$$A = 18785 - \frac{9000 * 0.02 * 8.27}{2} = 18041 \text{ кгс} * \text{м}.$$

4.6.3 Теплонапруженість гальма

Теплонапруженість гальма оцінюється по підвищенню температури впродовж одного гальмування деталі – проміжного диска:

$$\Delta t = \frac{\gamma * A}{427 * c * g} = \frac{0.333 * A}{427 * 0.115 * 1.93}, \quad (4.13)$$

де $\gamma = \frac{2}{6} = 0.333$ - частка тепла, що йде на нагрів проміжного диска; $c = 0.115$

ккал/г*градус – теплоємність стали; $g = 1.93$ кг – маса проміжного диска.

Допустиме значення температури: $\Delta t_{\text{доп}} = 15^\circ\text{C}$.

За умовами ГОСТ 12.2.120-88: $\Delta t = 61.2^\circ\text{C}$.

За умовами директиви 76/432/СЕЕ: $\Delta t = 61.6^\circ\text{C}$.

За умовами зчеплення: $\Delta t = 63.4^\circ\text{C}$.

4.6.4 Розрахунок зусилля на педалях

Зусилля на педалях визначалося для умов гальмування. Зусилля на педалях:

$$P_n = 2 * \left(\frac{Q}{U_{om}} + P'_{nn} + P'_{nu} \right) = 2 * \left(\frac{Q}{82.58} + 0.8 + 1.6 \right).$$

за умовами ГОСТ 12.2.120-88: $P_n = 2 * \left(\frac{1028,5}{82,58} + 2,4 \right) = 29,7 \text{ кгс}.$

за умовами директиви 76/432/CEE: $P_n = 2 * \left(\frac{1343}{82,58} + 2,4 \right) = 37,3 \text{ кгс}.$

За умовами зчеплення: $P_n = 2 * \left(\frac{1716}{82,58} + 2,4 \right) = 46,3 \text{ кгс}.$

Зусилля на рукоятці стоянкового гальма:

$$P_p = \frac{n * Q}{U_{cm}} + \frac{P_{np}}{U_{np} * 0,96}, \quad (4.14)$$

де $P_{np} = \frac{P_{nn} * (l_{пруж} - l_{nnc})}{(l_{nnk} - l_{nnc})} = \frac{15 * (138 - 65)}{(130 - 65)} = 16,85 \text{ кгс}$ - зусилля пружини важеля;

$U_{np} = \frac{523}{115} = 4,55$ - передавальне відношення від пружини до рукоятки.

Утримання трактора на ухилі 18%:

$$Q = \frac{73.9}{0.08475 * 0.3 * 6} = 484.4 \text{ кгс}$$

$$P_p = \frac{2 * 484,4}{266,4} + \frac{16,85}{4,55 * 0,96} = 7,49 \text{ кгс}.$$

Утримання трактора з причепом на ухилі 12%:

$$Q = \frac{49.02}{0.08475 * 0.3 * 6} = 321.3 \text{ кгс}$$

$$P_p = \frac{2 * 321,3}{266,4} + \frac{16,85}{4,55 * 0,96} = 6,27 \text{ кгс}.$$

4.6.5 Питомий тиск в зоні контакту розпірних кульок і натискних дисків

Кульки сполучаються з дисками по окружним, похилим до поверхні дисків, лунках.

Максимальний тиск в зоні контакту:

$$p_o = n_p * \frac{1}{\pi} * \sqrt[3]{\frac{3}{2} * \left(\frac{\sum k}{\eta}\right)^2} * P, \quad (4.15)$$

де n_p - коефіцієнт, визначається по таблиці в залежності від параметра

$$\Omega = \frac{\kappa_{21} - \kappa_{22}}{\sum \kappa} \quad (\text{Пономорев С.Д. Розрахунки на міцність в}$$

машинобудуванні.М.1958,с.425).

$\sum \kappa = \kappa_{11} + \kappa_{12} + \kappa_{21} + \kappa_{22}$ – сума кривизни дотичних тіл; κ_{11} і κ_{12} – головні кривизни кульки; $\kappa_{11} = \kappa_{12} = \frac{1}{r_1} = \frac{1}{1.11} = 0.09009 \text{ см}^{-1}$ - кривизна кульки; $r_1 = 11.1$

мм – радіус кульки; κ_{21} і κ_{22} – головні кривизни лунок; $\kappa_{21} = \frac{1}{r_{21}} = \frac{1}{\infty} = 0$, так як

лунка в напрямку руху кульки виконана по прямої похилої лінії;

$\kappa_{22} = \frac{1}{r_{22}} = -\frac{1}{1.13} = -0.0885 \text{ см}^{-1}$ - кривизна профілю лунки, знак (-) вказує, що

поверхня лунки увігнута; r_{22} – радіус профілю лунки; $\sum \kappa = 2 * 0.9 - 0.885 = 0.0915$.

$$\Omega = \frac{0.885}{0.915} = 0.9672 \Rightarrow n_p = 0.5638.$$

Гальма забезпечують зупинку трактора і утримання його на ухилі відповідно до вимог з гальмівного шляху та середньому уповільненню.

5 ОПИС МОДЕРНІЗОВАНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

Гальмівна система складається з: лівого і правого робочих гальм з ножним керуванням педалей і гальма стоянки з ручним незалежним управлінням рукоятки, що діє на робочі гальма. Привід робочих гальм – гідростатичний, за допомогою лівого і правого головних гальмівних гідроциліндрів і лівого і правого робочих гідроциліндрів.

Таблиця 5.1 – Характеристики модернізованих гальм

Гальма	Керування гальмами	Привод гальм	Тип гальм	Місце установки
Робочі	Ніжне	Гідростатичний	Сухі	Вали ведучих шестерен бортових передач
Стояночні	Ручне	Механічний з незалежним приводом на робочі гальма	Сухі	

5.1 Робочі гальма

Ліве і праве 8-дискові робочі гальма, що працюють в масляній ванні, управляються педалями, пов'язаними зі штоками головних гальмівних гідроциліндрів. При натисканні на педаль гальм штоки головних гідроциліндрів переміщують поршні і витісняють гальмівну рідину одночасно в порожнині робочих гідроциліндрів через трубопроводи і з'єднувальні рукави при заблокованих педалях гальм або окремо в порожнину одного з робітників гідроциліндрів, якщо педаль розблокована.

Під тиском рідини поршні робочих гідроциліндрів переміщуються і передають зусилля на болти тяги робочих гальм через вилки штоків і важелі. Далі зусилля передається натискним диском, які повертаються і, обкочуючи канавками по кулькам, розсуваються і затискають гальмівні диски між поверхнями тертя кожухів, проміжних дисків і склянок.

Роздільне гальмування застосовується при виконанні ряду робіт, що вимагають підвищеної маневреності трактора або тракторного агрегату з

мінімальними радіусами повороту за рахунок пригальмовування внутрішнього колеса.

5.2 Стоянкове гальмо

В якості стоянкового гальма використовуються робочі гальма з ручним керуванням і незалежним механічним приводом на два задніх колеса. Привід складається з витяжного механізму 9, закріпленого на осі 11 з лівого боку від сидіння оператора, і механічної передачі, що включає в себе кронштейн 15, важіль 3, тягу 17 з вилкою 18, важіль 16, валик гальм 1, важелі 6, 13, з регулювальними наполегливими болтами 5, 12, важелі 2, 7 і болтитягі 8, 14 правого і лівого гальм.

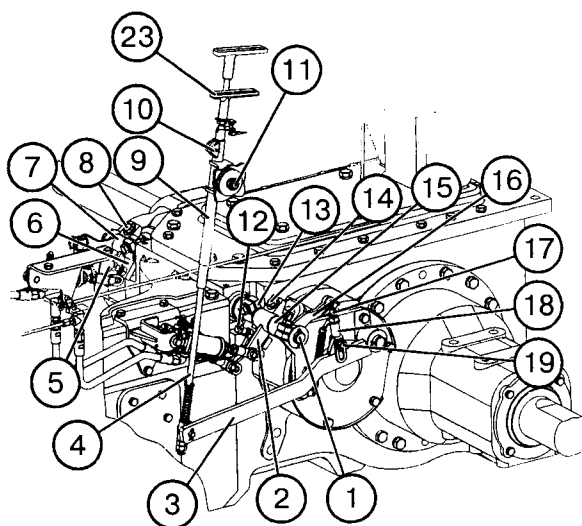


Рисунок 5.1 – Схема стоянкових гальм

Важелі 6, 13, 16 зафіксовані на гальмівному валу 1 за допомогою шпонок. При витягуванні тяги 4 за рукоятку 23 зусилля передається на важіль 3, палець 19, вилку 18, тягу 17, важіль 16, на валик 1 і через шпонкові з'єднання на важелі 13, 6, наполегливі регулювальні болти 12, 5, на важелі 2, 7 і через болтитягі 14, 8 лівого і правого гальм, вилки і тяги на натискні диски 21. Натискні диски 21, повертаючись назустріч один одному і обкочуючи похилими поверхнями профільних канавок по кулькам 22, розсуваються, стискають

пакети гальмівних дисків 20 і загальмовують провідні шестерні бортових передач. Гальмо затягнуть.

При повороті рукоятки 23 разом з тягою 4 на кут $35...40^\circ$ навколо своєї осі зубчаста гребінка тяги 4 виходить із зачеплення з фіксатором 10 і вільно переміщається вниз, вимикаючи гальмо і розгальмовуючи провідні шестерні бортових передач задні колеса

5.3 Гідропривод гальм

Гідропривід гальм забезпечує незалежне управління робочими гальмами на реверсі за допомогою однієї педалі 22 і складається з головного гідроциліндра 23, з'єднаного трубопроводами 24 і рукавом 9 з робочим гідроциліндром реверсу 7, шток якого шарнірно з'єднаний з важелем 4, посадженим на шпонці на валику 1. При натисканні на педаль 22 зусилля через гідропривід, важіль 4 і гальмівний валик 1 передається до:

- а лівому робочому гальму – через болт 5, планку важеля 3 і болт-тягу 2 лівого робочого гальма;
- б правому робочому гальму – через валик 1, важіль 21, болт завзятий 18, планку важеля 19 і болт-тягу 20 правого робочого гальма.

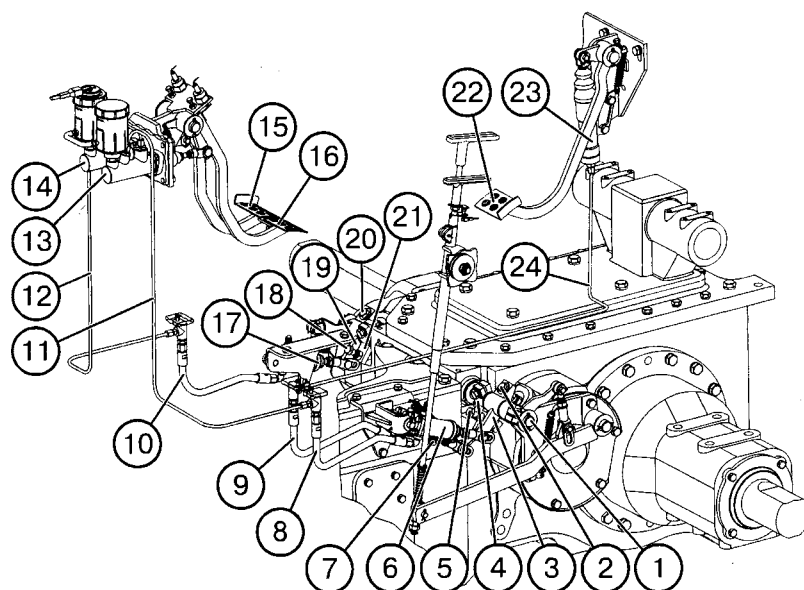


Рисунок 5.2 – Схема гідропривода гальм

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті виконання дипломного проєкту було проведено аналіз умов експлуатації колісних лісопромислових тракторів та встановлено, що під час транспортних робіт у складних дорожніх умовах значне навантаження припадає саме на гальмівну систему. Робота на пересіченій місцевості, крутих схилах, болотистих ґрунтах та при транспортуванні великих мас деревини вимагає підвищення ефективності та надійності гальмівних механізмів. У ході роботи було проаналізовано існуючі типи тракторних гальмівних систем — стрічкові, колодкові та дискові гальма.

За результатами аналізу встановлено, що найбільш ефективними для сучасних колісних тракторів є багатодискові гальма, які працюють у масляній ванні. Вони забезпечують стабільність гальмівного моменту, плавність роботи, ефективне охолодження та значно більший ресурс роботи у порівнянні зі «сухими» гальмами.

У дипломному проєкті було розроблено та вдосконалено конструкцію гальмівної системи трактора класу 3.0. Запропонована система включає багатодискові гальма в масляній ванні, пневмогідравлічний привід, регулятор гальмівних сил та модернізований механізм стоянкового гальма. Було проведено динамічний аналіз системи «трактор — пачка деревини — волок» у режимі гальмування.

Встановлено, що найбільший вплив на плавність руху та стійкість трактора мають рівномірність розподілу гальмівних сил, швидкість спрацювання приводу, характеристики фрикційних елементів та теплофізичні властивості гальмівного механізму. У процесі розрахунків визначено необхідні гальмівні моменти, сили на педалях та важелях керування, питомі тиски в зонах контакту, теплонапруженість гальм, параметри приводу та фрикційних елементів.

Результати розрахунків підтвердили, що модернізована гальмівна система забезпечує нормативний гальмівний шлях, ефективне гальмування трактора, надійне утримання машини на схилах та відповідність вимогам безпеки й

експлуатаційним стандартам. Під час виконання графічної частини було розроблено комплект із восьми креслень відповідно до вимог. Креслення відображають конструкцію трактора, схему гальмівної системи, будову багатодискового гальма, пневмогідравлічний привід, регулятор гальмівних сил та складальне креслення гальмівного вузла.

Запропоновані конструктивні рішення дозволяють зменшити гальмівний шлях, підвищити плавність руху, покращити керованість трактора, підвищити безпеку транспортних робіт, зменшити зношування фрикційних елементів, збільшити ресурс гальмівної системи та підвищити ефективність експлуатації трактора в складних умовах. Отже, поставлена мета дипломного проєкту досягнута, а запропонована модернізація гальмівної системи є технічно обґрунтованою та доцільною для використання на сучасних колісних лісопромислових тракторах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Віденко М.К. Експлуатація машинно-тракторного парку – К.: Вища школа, 1983.
2. Каталог сільськогосподарської техніки : навч. Посібник / Л.М. Тіщенко, В.І. Мельник, С.О. Харченко та ін.; за ред. Л.М. Тіщенка та В.І. Мельника. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – 450 с.
3. Методичні вказівки. Оцінка якості виконання технологічних операцій при вирощуванні провідних польових культур / О.І. Анікеєв, В.В. Качанов, А.Г. Чигрин та ін. – Харків, ХНТУСГ, 2003. – 75с.
4. Мазоренко Д.І. Інноваційні технології: Монографія / Д.І. Мазоренко, Г.Є. Мазнєв. Х.: ХНТУСГ, – 2007.– 385 с.
5. Машиновикористання в землеробстві : навч. посібник / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; за редакцією В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. –К.: Урожай, 1996. – 338с.
6. Довідник з машиновикористання в землеробстві : навч. посібник / В.І. Пастухов, А.Г. Чигрин, П.А. Джолос та ін.; за редакцією В.І. Пастухова. – Харків: ООО «Веста», 2001. – 343с.
7. Трактори та автомобілі [Текст] : навч. посіб. Ч. 4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання / В. М. Антощенков [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедєва, 2006. - 164 с.
8. Трактори та автомобілі [Текст] : навч. посіб. Ч. 3. Шасі / А. Т. Лебедєв [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедєва, 2004. - 336 с.
9. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання: підручник / [Сідашенко О.І. та ін.]; за ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – К: Агроосвіта, 2014. – 665 с.
10. Експлуатація та сервіс техніки. Частина І. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікеєв, К.Г. Сировицький, Є.А.Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.

11. Шуляк, Михайло Леонідович. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 - автомобілі та трактори [Електронний ресурс] / Шуляк Михайло Леонідович ; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2017. - 40 с.

12. Калінін, Євген Іванович. Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.20 - експлуатація та ремонт засобів транспорту [Електронний ресурс] / Калінін Євген Іванович; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2019. - 40 с.

13. Деталі машин [Текст] : підручник/ А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с. : іл. - Бібліогр.: с. 433-435. - ISBN 978-966-2007-28-2.

14. Розрахунки і проектування деталей машин. [Текст] : навч. посіб. [в 2-х ч.]. Ч. 2. Вали і опори / Б. З. Овчаров, А. В. Міняйло, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко ; ХНТУСГ. - Х., 2008. - 316 с. : рис., табл. - ISBN 5-7763-0146-7. Додат.: с. 240-315.

ДОДАТКИ