НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ 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 класу 2,0 шляхом модернізації заднього ведучого моста»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

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

Керівник дипломного проєкту бакалавра

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

Виконав _____ Суходольський Богдан Русланович
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ 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
Суходольському Богдану Руслановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)
Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення ефективності використання трактора класу 2,0 шляхом модернізації заднього ведучого моста»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»
Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: 01.05.2026
(рік, місяць, число)
Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: Технічна документація трактора
Перелік питань які потрібно розробити
Вступ (актуальність та мета досліджень);
Обґрунтування обраної конструкції;
Тяговий розрахунок трактора;
Розрахунок елементів конструкції;
Висновки;
Список використаних джерел
(перелік питань, які потрібно розробити)
Перелік графічного матеріалу: Мета і завдання дипломного проекту; Кінематична схема трактора; Тяговий розрахунок трактора; Редуктор центральної передачі (складальне креслення); Деталювання; Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____ Колєснік І.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Суходольський Б.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ 4
1 Обґрунтування обраної конструкції 6
1.1 Відомості про вузол 6
1.2 Опис машини 9
1.3 Опис передбачуваної конструкції 11
2 Тяговий розрахунок трактора 12
2.1 Вихідні дані 12
2.2 Тяговий розрахунок 12
3 Розрахунок елементів конструкції 21
3.1 Визначення розрахункового моменту тертя дисків 21
3.2 Розрахунки на міцність основних елементів диференціала 23
3.3 Розрахунок підшипників 25
3.4 Розрахунок шліцьових з’єднань на міцність 28
4 Охорона праці при виконанні орних робіт та безпека в надзвичайних ситуаціях 29
4.1 Фактори, що впливають на умови праці механізатора при експлуатації трактора 29
4.2 Пожежна безпека машинно-тракторного агрегату 29
4.3 Охорона навколишнього середовища 31
5 Економічне обґрунтування здвоювання шин при виконанні робіт на агрофоні підвищеної вологості 33
Загальні висновки 40
Список використаних джерел 41
Додатки 43

ВСТУП

Сучасне сільськогосподарське виробництво характеризується постійним зростанням вимог до продуктивності, енергоефективності та екологічної безпеки мобільних енергетичних засобів. В умовах інтенсифікації землеробства особливого значення набуває підвищення ефективності використання тракторів, які є основними енергетичними засобами під час виконання більшості технологічних операцій. Одним із ключових напрямів удосконалення тракторної техніки є покращення її тягово-зчіпних властивостей, зменшення буксування рушіїв та підвищення ефективності реалізації потужності двигуна.

Під час виконання ґрунтообробних операцій значна частина енергії трактора втрачається через буксування рушіїв, особливо на ґрунтах підвищеної вологості. Це призводить до збільшення витрат палива, зниження продуктивності машинно-тракторних агрегатів, підвищення інтенсивності ущільнення ґрунту та прискорення його деградації. У зв’язку з цим актуальним є пошук технічних рішень, спрямованих на підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги трактора та покращення його тягово-експлуатаційних характеристик.

Одним із перспективних напрямів вирішення зазначеної проблеми є модернізація ведучого моста трактора шляхом удосконалення конструкції механізму блокування диференціала. Застосування багатодискової фрикційної муфти з гідромеханічним керуванням дозволяє підвищити прохідність трактора, покращити реалізацію тягового зусилля та забезпечити більш ефективну роботу енергетичного засобу в складних ґрунтових умовах. Крім того, така модернізація сприяє зменшенню динамічних навантажень на елементи трансмісії та підвищенню надійності її роботи.

Актуальність роботи обумовлена необхідністю підвищення техніко-економічних показників тракторів класу 2,0 без суттєвого збільшення їх вартості та енергоємності, а також необхідністю зменшення негативного

впливу рушіїв на ґрунт і забезпечення сталого використання земельних ресурсів.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності використання трактора класу 2,0 шляхом модернізації заднього ведучого моста та дослідження впливу запропонованого технічного рішення на тягово-зчіпні, паливно-економічні та експлуатаційні показники машинно-тракторного агрегату.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– провести аналіз існуючих конструкцій механізмів блокування диференціалів тракторів та визначити шляхи їх удосконалення;

– обґрунтувати конструктивну схему модернізації заднього ведучого моста;

– виконати тяговий розрахунок трактора та оцінити вплив модернізації на його тягово-зчіпні властивості;

– провести розрахунок основних елементів запропонованої конструкції на міцність і працездатність;

– визначити паливно-економічні показники роботи трактора після модернізації;

– оцінити економічну ефективність впровадження запропонованого технічного рішення.

Об’єктом дослідження є процес функціонування машинно-тракторного агрегату під час виконання ґрунтообробних операцій.

Предметом дослідження є вплив модернізації заднього ведучого моста трактора на його тягово-експлуатаційні, паливно-економічні та агротехнічні показники.

Практичне значення роботи полягає у розробленні конструктивного рішення, яке дозволяє підвищити ефективність використання трактора, знизити витрати палива, покращити реалізацію тягового зусилля та зменшити негативний вплив рушіїв на ґрунт, що забезпечує підвищення продуктивності виконання технологічних операцій у сільськогосподарському виробництві.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

1.1 Відомості про вузол

Диференціал – механізм трансмісії, що виконує функцію розподілу крутного моменту між колесами або мостами, і дозволяє обертатися веденим валам як з однаковими, так і з різними кутовими швидкостями, кінематично пов’язаними між собою.

Диференціал не змінює загальне передавальне число трансмісії, однак забезпечує кочення коліс трактора без прослизання, в поворотах або при русі по нерівностях шляху.

Вимоги, що пред’являються до диференціалів:

- розподіл крутного моменту між колесами і осями в найкращих пропорціях, що забезпечують трактору максимальну силу тяги, стійкість, керованість;
- достатня надійність і довговічність;
- безшумність роботи;
- мінімальна маса і габарити.

Диференціали бувають:

- за місцем установки: міжосьові і міжколісні;
- за конструкцією: шестеренні, черв’ячні, кулачкові. Іноді сюди включають механізми з обгінними муфтами;
- за розподілом крутного моменту: симетричні і несиметричні, з непостійним співвідношенням моментів (з примусовим блокуванням і самоблокувальні);
- за типом корпусу: відкриті і закриті.

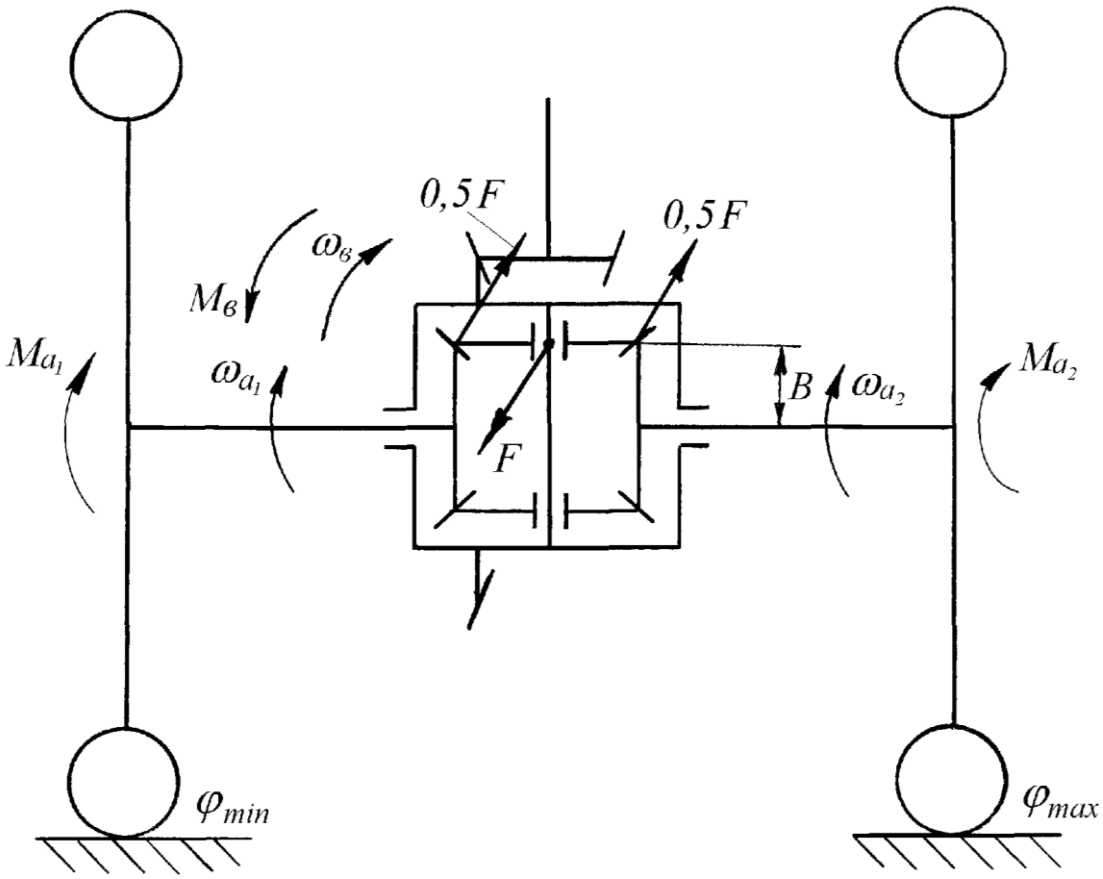


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд простого симетричного диференціала, і схема, яка пояснює його роботу

Диференціал працює наступним чином: момент підводиться до корпусу диференціала, всередині якого знаходяться осі, нерухомо закріплені в ньому, на цих осях встановлені сателіти, між сателітами – напівосьові шестерні.

Отже, момент з корпусу диференціала передається на сателіт, який, подібно до рівноплечого важеля, ділить його між двома шестернями півосей. Взагалі, диференціал являє собою 3-ланковий диференційний механізм, і описується відомими рівняннями.

Перше (силове) властивість диференціала:

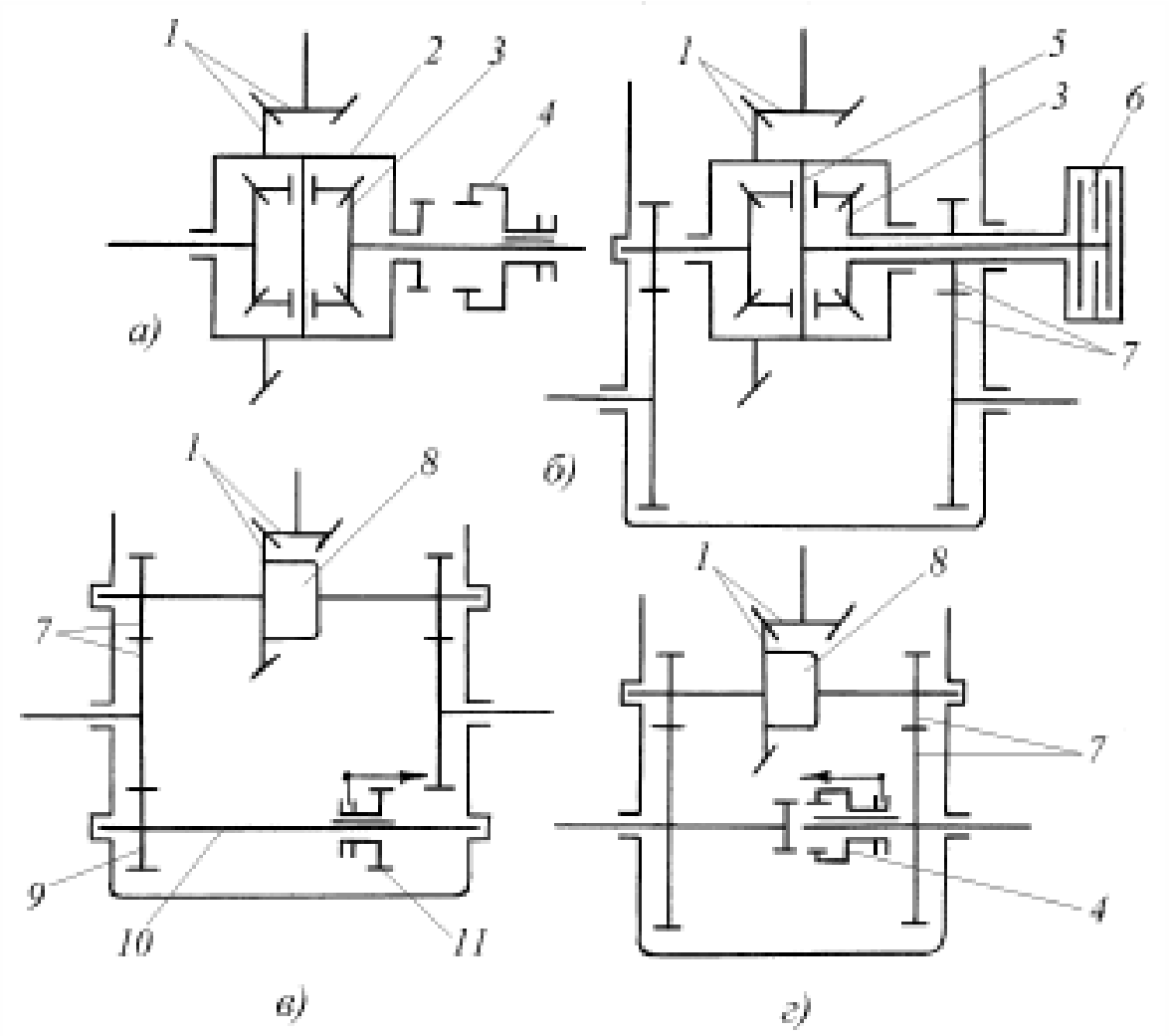
$$M_{a1}=M_{a2}=0.5M_в \;\; и \;\; M_{a1}+M_{a2}=M_в.$$

Момент, що підводиться до диференціалу, ділиться порівну між півосями (проте варто враховувати втрати на тертя).

Друга (кінематична) властивість диференціала:

$$n_{a1}+n_{a2}=2n_в$$

Зміна швидкостей напівосьових шестерень знаходиться в прямо пропорційній залежності один від одного при незмінній швидкості обертання водила (корпусу диференціала). При рівній швидкості обертання напівосьових шестерень сателіти нерухомі щодо своїх осей обертання. Якщо ж одну з півосей повністю загальмувати, друга буде обертатися з подвоєною швидкістю.



1 – центральна передача; 2 – корпус диференціала; 3 – шестерні півосей; 4 – зубчаста муфта; 5 – вісь обертання сателітів; 6 – блокувальне фрикційне зчеплення; 7 – кінцева передача; 8 – диференціал; 9 – шестерня приводу блокувального валика; 10 – блокувальний валик; 11 – блокувальна шестерня-каретка

Рисунок 1.2 – Способи блокування міжколісного диференціала

Однак простий симетричний диференціал накладає обмеження на прохідність машини. Це добре описується першою властивістю диференціала. При поганому зчепленні хоча б під одним з коліс, максимальний момент, який може реалізувати трактор, буде дорівнює лише подвоєному моменту на колесі з гіршим зчепленням. Щоб поліпшити прохідність в такій ситуації, застосовуються диференціали з блокуванням. Якщо ж заблокувати диференціал, то кожне колесо зможе реалізувати свої можливості по зчепленню з ґрунтом. В цьому випадку сумарний крутний момент, що підводиться до коліс,

$$M_к^* = M_{\phi min} + M_{\phi max} > 2M_{\phi min}.$$

Для здійснення примусового блокування диференціала необхідно з'єднати між собою будь-які два центральних ланки (корпус диференціала, напівосьові шестерні). Можливі варіанти блокування простих симетричних диференціалів показані на рисунку 1.2.

1.2 Опис машини

Даний трактор побудований за інтегральною схемою, має швидкореверсивний міст, пост управління, може брати до 2500 кг на передній зчіпний пристрій, і до 5000 кг – на задній.

У конструкції трактора були помічені такі особливості:

- всі колеса цього трактора – керовані. Це дозволяє розвертатися машині з мінімальним радіусом (4 м), можливий рух «слід у слід», пересування боком «краб»;

- балансоване хитання заднього моста щодо остова на кут ± 11° забезпечує роздільне копіювання рельєфу ґрунту передніми і задніми знаряддями;

- при роботі з тяговими навантаженням передні і задні колеса навантажуються рівномірно. У статиці розподіл ваги становить 60% на передню вісь і 40% на задню;

- передній диференціал – самоблокувальний, храповий;

- міжосьовий – шестеренний, симетричний, з жорстким блокуванням, електрокерований;

- задній диференціал – шестеренний, з жорстким блокуванням.

Трактор призначений для обробітку та збирання картоплі, цукрових буряків, соняшнику, овочів, кукурудзи та інших культур за існуючими і прогресивним технологіям. Трактор має все необхідне для впровадження таких технологій:

- розміщення с/г машин і устаткування спереду, ззаду і безпосередньо на самому тракторі з можливістю одночасного приводу активних робочих органів цих машин від чотирьох валів відбору потужності;

- швикдореверсивний поворотний пост управління і хороша оглядовість, особливо при роботі на реверсі;

- перемикання передач на ходу без розриву потоку потужності і широкий діапазон робочих швидкостей;

- досить високий запас вантажопідйомності шин і хороша прохідність;

- висока маневреність і можливість включення різних режимів повороту;

- достатня кількість гідро-, пневмо- і електровиводів.

Трансмісія: муфта зчеплення – суха, однодискова, постійно замкнута; коробка передач – механічна, шестидіапазонна, з перемиканням передач всередині діапазонів без розриву потоку потужності; міжосьовий і задній міжколісний диференціали – шестеренні з примусовим блокуванням, міжосьовий – електрокерований; диференціал переднього моста – храповий, самоблокувальний; кінцеві передачі – одноступінчасті, планетарні; число передач вперед/назад – 16/8.

Рульове управління: передніх коліс – гідрооб’ємне, задніх коліс – гідромеханічне, з гідроциліндрами в рульових трапеції.

Вали відбору потужності: задній і передній – двохшвидкісні, незалежні; задній верхній – 540 і 100 об/хв.; синхронні 3,5 і 6,5 об/м шляху; бічний – 540 об/хв і 6,5 об/м шляху.

Пост управління: швидко оборотним, поворотний.

Гальма: основний і стояночний – центральні, сухі, механічні.

Електрообладнання: з генераторної установкою потужністю 700 Вт, випрямленою напругою 12В; пускова система напругою 24В, потужністю 8200 Вт.

Існували модифікації і з шестициліндровим рядним двигуном ЯМЗ-236.

1.3 Опис передбачуваної конструкції

Робочу рідину в обертовий корпус диференціала планується підводити через фторопластові кільця ущільнювачів, далі через отвори в валах, канавок, проточках.

Блокуючі елементи – комплект мокрих фрикційних дисків, що працюють в маслі, в робочому стані вони здійснюють блокування півосей щодо корпусу диференціала.

Багатодискова муфта знаходиться в одному картері з центральної передачею, її диски частково занурені в масло, яке і буде використано для змащення й охолодження.

Управління муфтою передбачається як ручне, так і автоматизоване. У першому випадку, оператор може примусово заблокувати або, навпаки, залишити диференціал вільним.

Муфта обіцяє бути вельми компактною, так що не буде потрібно змін корпусу ведучого моста.

2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

2.1 Вихідні дані

Номінальне тягове зусилля	22000Н;
Тип рушія трактора	4к4б;
Призначення трактора	сільськогосподарський;
Теоретична швидкість на I передачі	8,526 км/год.;
Кількість передач	4;
Ґрунтовий фон	стерня колосових.

Таблиця 2.1 – Додаткові вихідні дані

Тип трактора	$\varphi_{крн}$	$\varphi_{кр}^{пр}$	$\lambda_{ст}$	λ	f	δ_n	$\delta_{пр}$	k
4к4б	0,45	0,67	0,4	1	0,1	0,16	0,5	0,31

2.2 Тяговий розрахунок

Визначаємо експлуатаційна вага і масу трактора:

За паспортними даними заводу-виробника конструкційна маса трактора ЛТЗ-155 $m_к$=4875кг, звідси:

$$m_э=m_к \cdot k_к=4875 \cdot 1,15=5606кг,$$

$$G_э=m_е \cdot g=5606 \cdot 9.81=55000Н,$$

де $k_к$=1,15— для колісних тракторів.

Визначаємо силу опору коченню трактора:

$$P_f=f \cdot G_э=0,10 \cdot 55=5,5кН.$$

Визначаємо номінальну дотичну силу тяги:

$$P_{кн}=P_{крн}+P_f=22+5,5=27,5кН.$$

Визначаємо граничні по зчепленню силу тяги на гаку і дотичну силу тяги:

$$P_{кр}^{пр}=\varphi_{кр}^{пр} \cdot \lambda \cdot G_э=0,67 \cdot 1 \cdot 55=36,85кН,$$

$$P_к^{пр}=P_{кр}^{пр}+P_f=36,85+5,5=42,35кН.$$

Визначаємо статичне навантаження на осі трактора:

$$Y_{1ст}=(1-\lambda_{ст})\cdot G_э=(1-0,4)\cdot 55=33кН,$$

$$Y_{2ст}=\lambda_{ст}\cdot G_э=0,4\cdot 55=22кН.$$

Визначаємо динамічне навантаження на осі трактора при $P_{кр}=P_{крн}$:

$$Y_{1н}=Y_{1ст}-(h_{кр}\cdot P_{кр}/L)=33-(0,4\cdot 22/2,6)=29,6кН,$$

$$Y_{2н}=Y_{2ст}+(h_{кр}\cdot P_{кр}/L)=22+(0,4\cdot 22/2,6)=25,4кН,$$

де приймаємо $h_{кр}=0,4$м; $L=2,6$м.

Приймаємо динамічні радіуси пневматичних шин: $r_{д1}=r_{д2}=0,7$м;

Проводимо для ряду значень $P_к$ підрахунок коефіцієнтів буксування за формулою:

$$\delta=\delta_{пр}\left[1-\left(1-\frac{P_к}{P_к^{пр}}\right)^k\right]=0,5\left[1-\left(1-\frac{P_к}{31.22}\right)^{0.31}\right]$$

і результати розрахунку зводимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Залежність буксування від тягової сили $P_{кр}$:

№	$P_к$, кН	$P_{кр}$, кН	δ
1	0	0	0
2	10	4,5	0,04
3	20	14,5	0,09
4	30	24,5	0,16
5	40	34,5	0,29
6	42,35	36,85	0,5

За даними таблиці 2.2. будуємо криву буксування проектованого трактора.

Для заданого числа передач n = 4, використовуючи кінематичну схему трансмісії трактора ЛТЗ-155, визначаємо відповідні числа полюсів зачеплення:

- в приводі до переднього моста: $n_1=4$, $n_2=1$, $n_3=1$;

- в приводі до переднього моста: $n_1=4$, $n_2=1$, $n_3=1$.

Визначаємо механічні ККД до передніх і задніх коліс приводів:

$$\eta_м=\eta_г\eta_{тр}=\eta_г\eta_1^{n1}\eta_2^{n2}\eta_3^{n3},$$

де приймаємо:

$\eta_г$=1,0 , η_1=0,99 , η_2=0,98 , η_3=0,99.

Результати розрахунку:

$\eta_{м1}$=0,93 , $\eta_{м2}$=0,93.

Визначаємо значення механічного ККД всієї трансмісії:

$$\eta_м=\alpha_1\eta_{м1}+\alpha_2\eta_{м2}=0,93,$$

де $\alpha_1=Y_{1н}/G_э$=29,6/55=0,538 , $\alpha_2=Y_{2н}/G_э$=25,4/55=0,462.

Визначаємо потрібну номінальну потужність двигуна:

$$N_н=\frac{P_{кн}\cdot V_{т1}}{k_з\cdot\eta_м}=\frac{27,5\cdot 2,37}{0,9\cdot 0,93}=77,8кВт,$$

де $V_т$=8,526км/ч=2,37м/с.

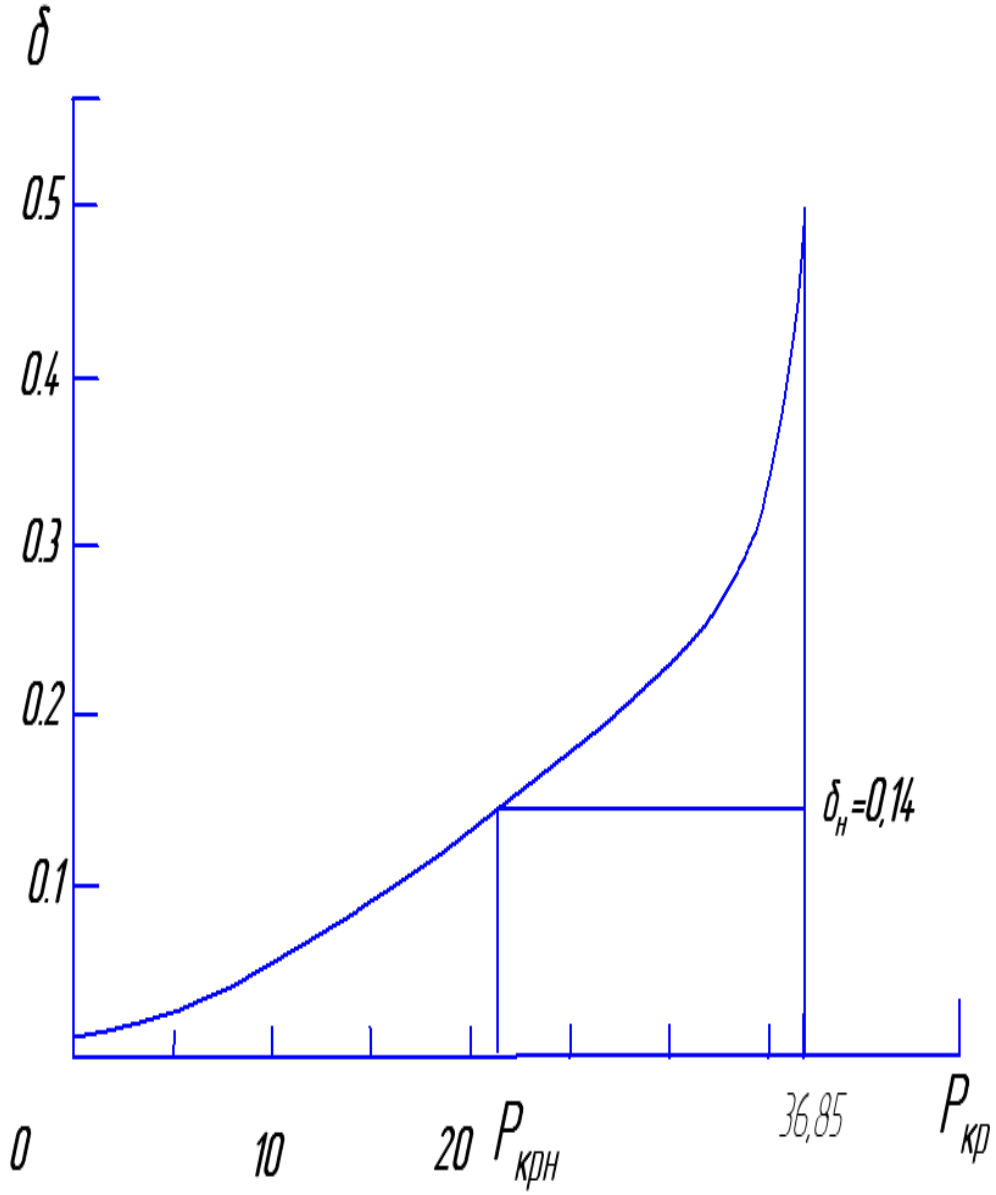


Рисунок 2.1 – Крива буксування

На даному тракторі ЛТЗ-155 встановлений серійний двигун: 4-тактний дизель Д-260 з параметрами, наведеними в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри тракторного дизеля

Марка двигуна	N_n, кВт	$M_н$, Н·м	ωн, рад/с	$K_м$	K n	g_e, г/(кВт·год.)
Д-260	110	687	1,12	1,57	1,32	257

Для визначення коефіцієнта завантаження двигуна, при роботі трактора з крюка навантаженням, що дорівнює номінальній тягового зусилля

$$P_{кр}=P_{крн=}\ 22Кн,$$

приймаємо потужність N=Nн · 0,8=110· 0,8 = 88 кВт, т.к приблизно 20% потужності витрачається на привід гідравлічних систем трактора.

$$k_з=0,9\cdot N_н/88=0,9\cdot 77,8/88=0,795.$$

Визначаємо наступні параметри зовнішньої швидкісної характеристики:

- частоти обертання валу двигуна:

$$n_н=30\omega_{дн}/\pi;\ \ n_м=n_н\cdot k_н;\ \ n_{хх}=1,08n_н;$$

- крутний момент двигуна:

$$M_н=N_н/\omega_{дн};\ \ M_м=k_м\cdot N_м;\ \ M_{хх}=0;$$

- ефективні потужності двигуна:

$$N_м=\omega_м\cdot M_м;\ \ N_{хх}=0;$$

- часові витрати палива:

$$G_{тн}=\frac{g_{ен}\cdot N_к}{1000};\ \ G_{тм}=G_{тн}/1,25;\ \ G_{тх}=0,25G_{тн};$$

- питомі витрати палива:

$$g_{ем}=1000(G_{тм}/N_{ем});\ \ g_{ех}\rightarrow\infty.$$

Таблиця 2.4 – Параметри зовнішньої швидкісної характеристики дизеля

Режим роботи двигуна	$n_д$, хв$^{-1}$	N_e, кВт	$M_д$, Н·м	g_e, г/(кВт·год.)	$G_т$, кг/год.
$n_м$	1515	95,8	687	236	22,6
$n_н$	2000	110	525	257	28,3
$n_{хх}$	2160	0	0	∞	7,1

Будуємо за даними таблиці 2.4. зовнішню швидкісну характеристику дизеля Д-260 (рис. 2.2.).

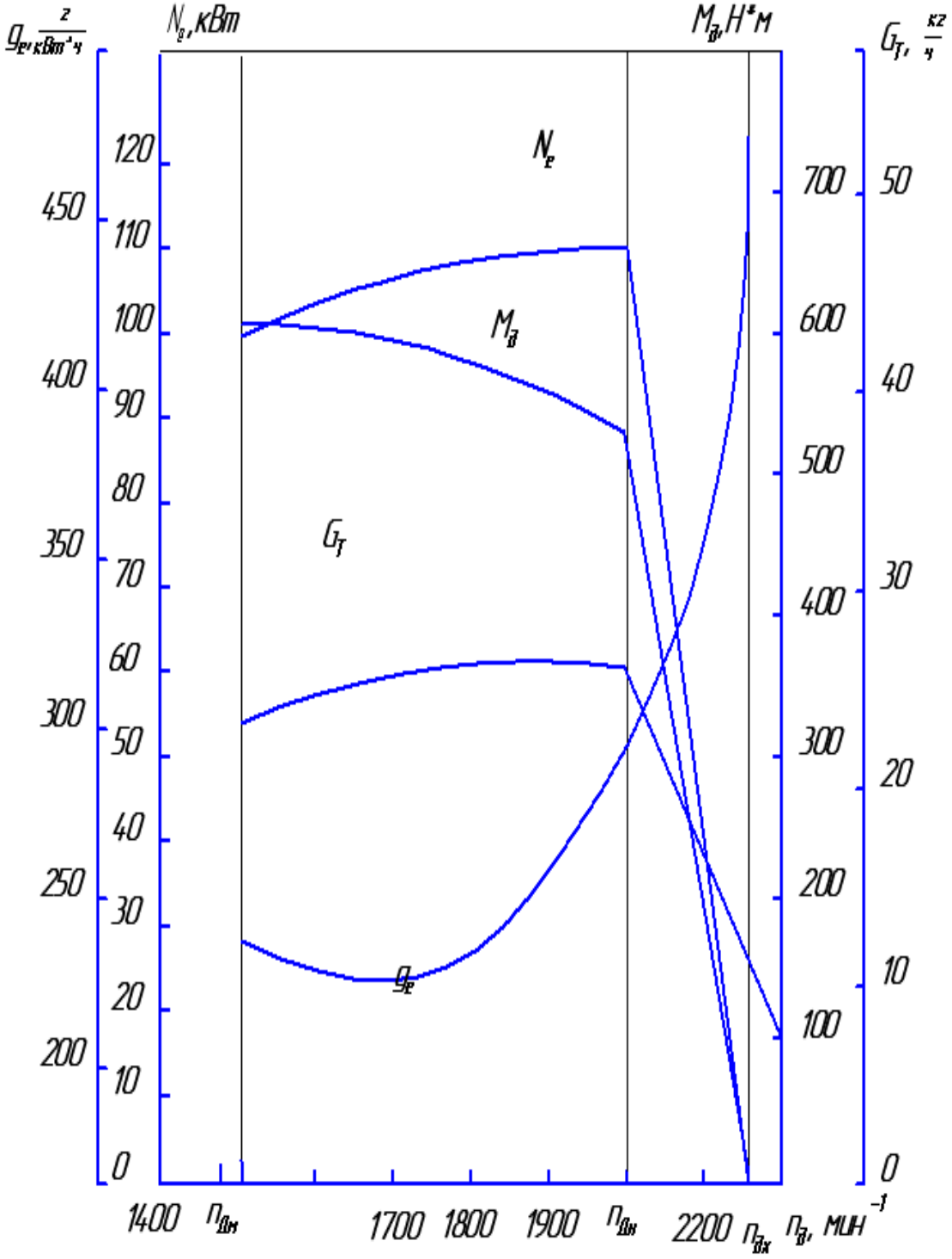


Рисунок 2.2 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Визначаємо параметри потенційної тягової характеристики трактора для ряду значень $P_{кр}$ по формулам:

$$N_м=(1-\eta_м)N_н;\ \ N_к=N_н-N_м;$$

$$V_т=\frac{N_к}{P_{кр}+P_f};\ \ V=V_т(1-\delta);$$

$$N_{кр}=P_{кр}V;\ \ N_f=P_fV;$$

$$N_\delta=N_н-N_м-N_{кр};\ \ \eta_т=N_{кр}/N_н$$

і результати розрахунку зводимо в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Розрахунки параметрів ПТХ трактора

№	$P_{кр}$,кН	$V_т$,км/год.	δ	V,км/ год.	$N_{кр}$,кВт	N_f,кВт	N_δ,кВт	$\eta_т$
1	0	53,6	0	53,6	0	81,84	0	0
2	10	19	0,06	17,9	49,7	27,35	4,79	0,56
3	20	11,5	0,12	10,1	56,1	15,4	10,34	0,64
4	30	8,3	0,21	6,5	54,2	9,9	17,74	0,62
5	36,85	7	0,5	3,5	35,8	5,35	40,69	0,41

Будуємо за даними таблиці 2.5. потенційну тягову характеристику колісного трактора при $P_{крн}$=22кН (рис 2.3.).

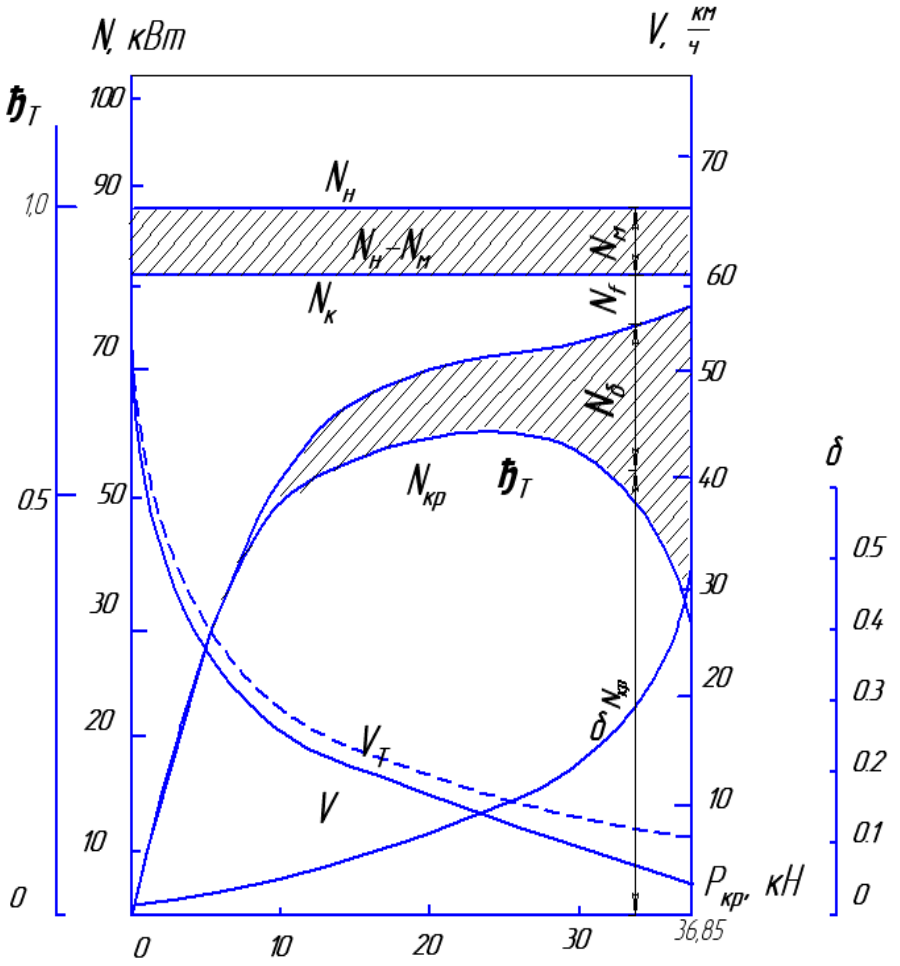


Рисунок 2.3 – Потенційна тягова характеристика

Визначаємо передавальне число трансмісії на 1 передачі:

$$u_1 = \frac{\frac{\omega_н \cdot r_д}{v_{T1}}}{} = \frac{209{,}4 \cdot 0{,}7}{2{,}37} = 61{,}85$$ - до заднього моста,

де $V_{т1}$=8,526/3,6=2,37 м/с.

Визначаємо знаменник геометричного ряду передавальних чисел трансмісії:

$$q = \left(\frac{V_{T1}}{V_{T4}} \right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{8.526}{15.293} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.823 \ ,$$

де $V_{т4}$=15,293км/год, так як при цьому розрахункове значення знаменника геометричного ряду задовольняє умові:

$$q = \frac{1}{k_м} = \frac{1}{1{,}15} = 0{,}87.$$

Підраховуємо передавальні числа для всіх передач за формулою:

$$u_j = u_1 \cdot q^{j-1}.$$

Результати розрахунку: U_1=61,85; U_2=50,9; U_3=41,9; U_4=34,5.

Визначаємо силові параметри тягової характеристики для двох основних режимів роботи двигуна $n_д = n_н$ і $n_д = n_м$ (результати зведені в таблиці 2.6.):

- при $n_д = n_н$:

$$P_{к1} = \frac{P_{кн}}{k_з}; \ P_{кj} = P_{к1} \cdot q^{j-1}; \ P_{крj} = P_{кj} - P_f;$$

- при $n_д = n_м$:

$$P_{кмj} = P_{км1} \cdot q^{j-1}; \ P_{крм} = P_{кмj} - P_f.$$

Визначаємо швидкісні параметри тягової характеристики двигуна:

- при $n_д = n_н$:

$$V_{т1} = V_{тн} = 6км/год; \ V_{тj} = \frac{V_{T1}}{q^{j-1}}; \ V_j = V_{тj}(1-\delta);$$

- при $n_д = n_м$:

$$V_{тмj} = \frac{V_{Tj}}{k_п}; \ V_{мj} = \frac{V_j}{k_н}; \ k_н = 1{,}57;$$

- при $n_д=n_{хх}$:

$$V_{тхj}=\frac{V_{Tj}\cdot n_{xx}}{n_н}=1{,}08V_{тj}.$$

Таблиця 2.6 – Значення швидкісних параметрів тягової характеристики

Параметри	№ передачі, j			
	1	2	3	4
при $n_д=n_н$				
Рк, кН	34,6	28,5	23,4	19,3
Ркр, кН	29,1	23	17,9	13,8
$V_т$, км/ год.	8,526	10,36	12,59	15,29
V, км/ год.	6,82	8,85	11,2	14,0
при $n_д=n_м$				
Рк, кН	39,8	32,75	27	22,2
Ркр, кН	34,3	27,25	21,5	16,7
$V_т$, км/ год.	6,46	7,85	9,54	12,65
V, км/ год.	5,17	6,7	8,5	10,6
при $n_д=n_{хх}$				
$V_{хх}$, км/год.	9,2	11,2	13,6	16,5

Визначаємо показники потужності та паливно-економічні параметри тягової характеристики для трьох основних режимів роботи двигуна по одним і тим же формулам:

$$N_{крj}=V_j\cdot P_{крj};$$

$$\eta_т=\frac{N_{крj}}{N_e};$$

$$g_{крн}=1000\frac{G_{Tj}}{N_{крj}},$$

де необхідні значення N_e і $G_т$ визначаються з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Результати розрахунку наведені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Параметри загальної тягової характеристики

Параметри	№ передачі, j			
	1	2	3	4
при $n_д=n_н$				
N_e, кВт	88	88	88	88
$N_{кр}$, кВт	55,13	56,54	56,69	53,67
$\eta_т$	0,62	0,64	0,63	0,61
$G_т$, кг/год.	28,3	28,3	28,3	28,3

g_e, г/(кВт· год.)	513	500	508	527
при $n_д=n_м$				
N_e, кВт	76,64	55	55	55
$N_{кр}$, кВт	49,26	50,7	50,76	49,17
$\eta_т$	0,64	0,66	0,66	0,64
$G_т$, кг/ год.	22,6	22,6	22,6	22,6
g_e, г/(кВт· год.)	459	446	445	460
$n_д=n_{хх}$				
$G_т$, кг/ год.	7,1	7,1	7,1	7,1

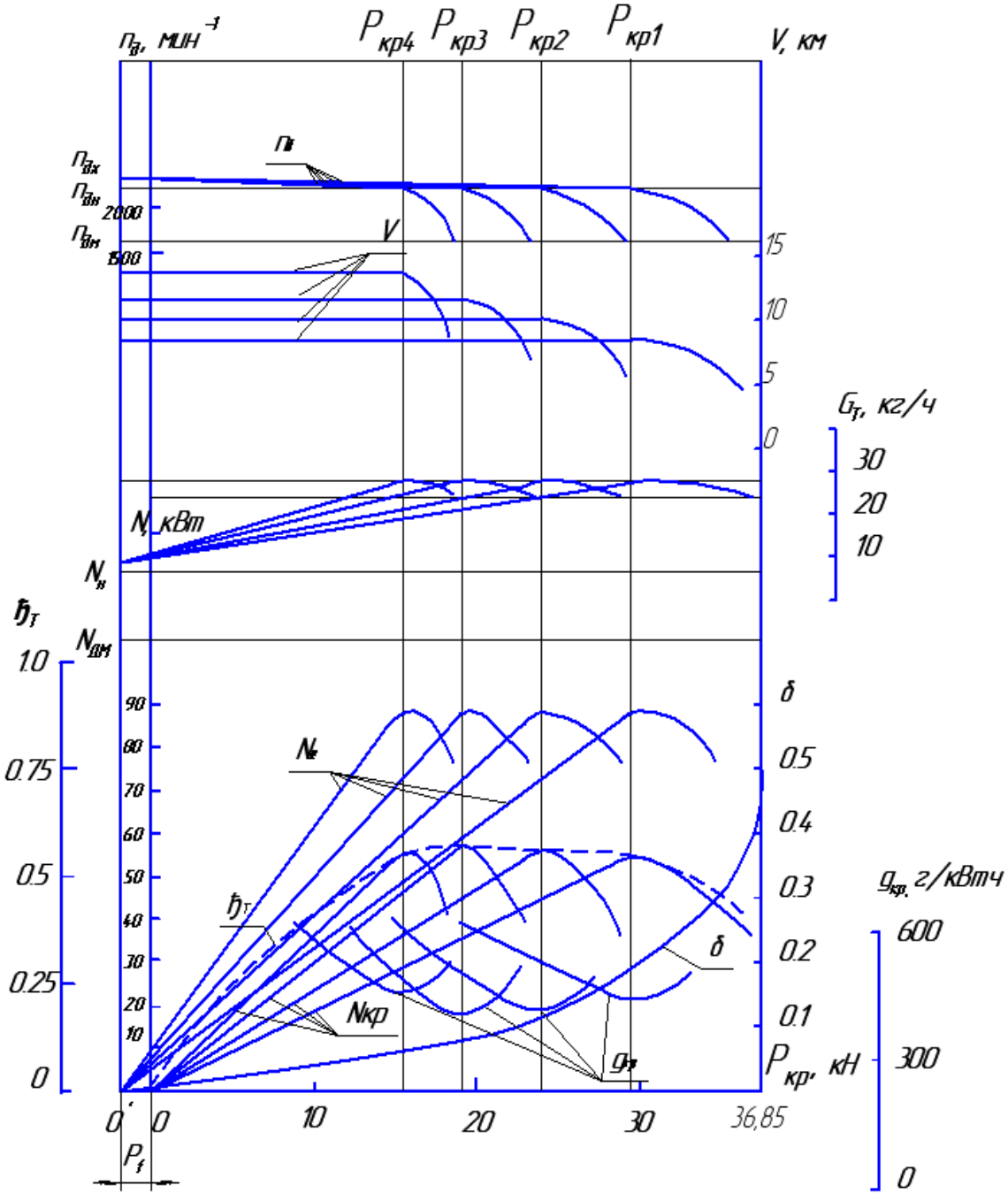


Рисунок 2.4 – Загальна тягова характеристика

3 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Визначення розрахункового моменту тертя дисків

Розрахунок ведемо по зчепленню.

$$M_T = \frac{\phi \cdot r_к \cdot \frac{G_T}{4}}{u_{ЦП}} = 1180 H \cdot м,$$

де φ=0,75 – коефіцієнт зчеплення коліс трактора з сухою бетонною дорогою; $r_{к2}$ = 0,7 – радіус кочення задніх коліс, *м*; G_T = 54000 – вага трактора, *Н*; $u_{ЦП}$ = 6 – передавальне число кінцевої передачі, розташованої між задніми колесами трактора і гальмами.

Розрахункова схема багатодискової муфти приведена на рисунку 3.1.

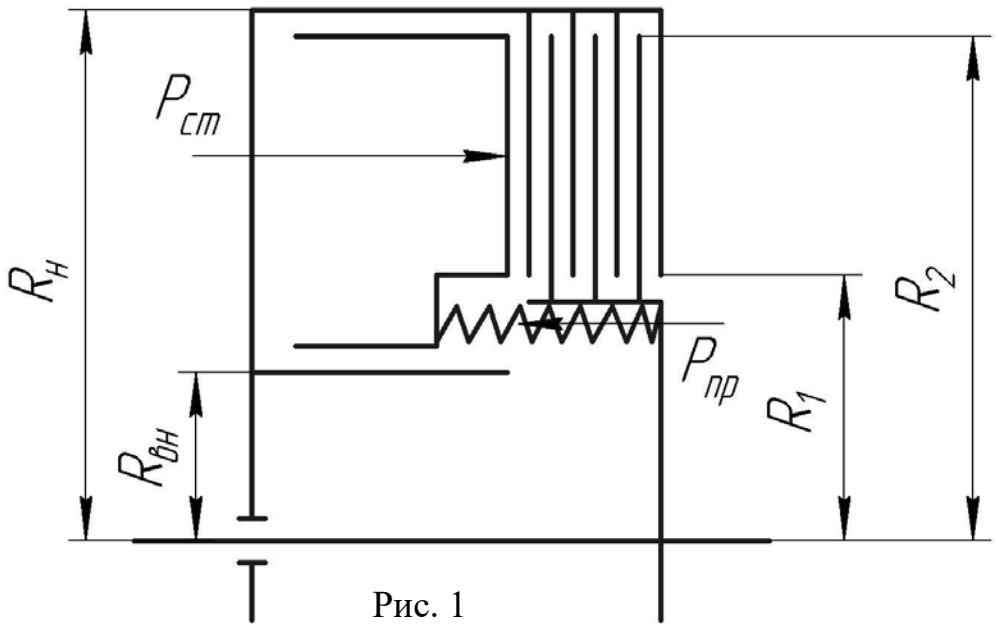


Рис. 1

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема багатодискової муфти

Виконаємо підбір багатодискової муфти, що працює в маслі:

Приймаються наступні розміри дисків:

- D_2=120мм;

- D_1=50 мм:

$$R_C = \frac{(50+120)}{4} = 42.5мм$$

Гранично допустиме зусилля натискання [p]=2*10^6 МПа.

- ширина диску:

$$b = \frac{(120-50)}{2} = 85мм$$

.

- визначимо число пар тертя:

$$i = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot f \cdot b \cdot [p]} = 4.97$$

.

Таким чином, необхідна кількість дисків – 3.

Проведемо перевірочний розрахунок на зминання шліцьового з'єднання.

Вибираємо шліц 16x56x65 [p] = 40МПа, тоді

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 \cdot M_T}{l \cdot S_F} = \frac{10^3 \cdot 1200}{7.5 \cdot 1690} = 97,8МПа > [p]$$

Для виходу з ситуації збільшимо число дисків до 5.

Приймаємо також, що коефіцієнт блокування $K_б$ = 0.7, тоді M_T = 840 Нм.

Розрахунок зминання шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 \cdot M_T}{l \cdot S_F} = \frac{10^3 \cdot 840}{12.5 \cdot 1690} = 39,7МПа \qquad < [p]$$

Для визначення необхідної сили стиснення комплекту дисків, необхідної для забезпечення моменту тертя потрібної величини, скористаємося такою формулою:

$$Q = \frac{M_T}{f \cdot R_c \cdot i} = \frac{840}{1.2 \cdot 0.0425 \cdot 5} = 3953H$$

З досвіду проектування і приблизних розрахунків отримуємо поршень з наступними розмірами:

- D_2=110.7 мм;

- D_1=62.7 мм.

Визначаємо площу отриманого поршня:

$$A_П = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} = \frac{3.1416 \cdot (12254.5 - 3931.3)}{4} = 6.5377 \cdot 10^{-3}\, м^2$$

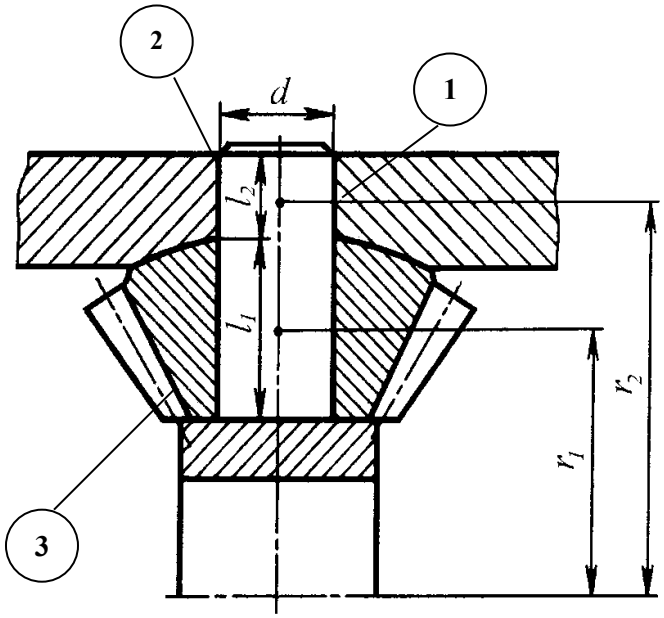
Визначимо, нарешті, тиск в гідросистемі трактора:

$$P = \frac{Q}{A_П} = \frac{3953}{6,5337 \cdot 10^{-3}} = 605017 Па$$

Переведемо отримане значення тиску в атм:

$$P = \frac{605017}{101325} \approx 6 атм.$$

3.2 Розрахунки на міцність основних елементів диференціала



1 – корпус диференціала; 2 – хрестовина (вісь обертання); 3 – сателіт; r_1 – радіус додатки окружний сили з боку сателіта на хрестовину (вісь обертання) сателітів; r_2 – радіус додаткової окружної сили з боку корпусу диференціала на хрестовину сателітів

Рисунок 3.2 – Розрахункова схема хрестовини конічного симетричного диференціала

Момент, що підводиться до корпусу диференціала:

$$Мк= G\cdot Rкл \cdot U/L \cdot Uкон =55000\cdot 0,7\cdot 0,8/4\cdot 6=1283,3\ Нм,$$

де G=55000 Н – вага трактора; Rкл=0.7 м – динамічний радіус колеса; U=0.8 – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою; $к_{он}$=6 – передавальне число кінцевої передачі.

Напруга зминання робочої поверхні шипа під сателітом:

$$\sigma_{см} = Ft/d\cdot l1 \le [\sigma см] =50\ldots 60\ Мпа,$$

де Ft = Мк /r1 ·nc=1283,3/0,0475·4=6754,2 Н – окружна сила, що діє на шип хрестовини на радіусі r1; nc =4 – число сателітів в диференціалі; d =19 мм; l1=35 мм; σсм =6754,2/19·35=10,15 Мпа ≤[σсм].

Напруга зрізу в шипі хрестовини під сателітом:

$$\tau_{ср} = 4F_t/\left(\pi d^2\right) \le [\tau]_{ср} = 100....120 МПа;$$

$$\tau_{ср} =4\cdot 6754,2 /\pi\cdot 19^2=23,8\ МПа \le [\tau_{ср}].$$

Напруга зминання в контакті шипа хрестовини з корпусом диференціала:

$$\sigma_{см} = F_t^*/\left(d\, l_2\right) \le [\sigma]_{см} =50\ldots.60 МПа,$$

де $F_t=M_к/r_2$ nc=1283,3/0,07·4=4583,2Н – окружна сила, що діє на шип хрестовини на радіусі r_2; n_c =4; d =19мм; l_2=19мм; σсм=4583,2/19·19=12,7 МПа ≤$[\sigma_{см}]$.

Розрахунок болтів кріплення веденої шестерні головної передачі і корпусу диференціала.

Умова стику:

$$Мт \ge Мк ;$$

де Мк=1283,3 Нм - момент, що підводиться до корпусу диференціала; Мт=(Fз-Fa) ·n ·f ·rб - момент тертя на стику з’єднання; тут $F_з$-сила затягування болта; Fa=Мк/tgβ·R=1283,3/0,364·0,04=88139Н - сила, що стискає фрикційні диски

диференціала; f=0.2- коефіцієнт тертя в стику з'єднання; rб=0.072м- радіус розташування болтів.

З урахуванням конкретних значень $M_т$ умова набуде вигляду:

$$(Fз-Fa) \cdot n \cdot f \cdot rб \geq Mк,$$

Звідси:

$$Fз \geq Mк / n \cdot f \cdot rб + Fa = 1283,3 / 4 \cdot 0,2 \cdot 0,072 + 88139 = 110418Н.$$

Розрахунковий внутрішній діаметр різьби одного болта при розрахунку його на розтягнення визначиться з виразу:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F_з \times c}{П \times [\sigma]_р}} \; мм,$$

де c=1,3- коефіцієнт, що враховує напруження кручення в різьбі; [σ]р=1250кг/см²- допустиме напруження розтягу для сталі 35.

отже, $d = \sqrt{\frac{4 \times 110418 \times 1,3}{П \times 1250}} = 12мм.$

приймаємо болти М18.

3.3 Розрахунок підшипників

Розрахунок підшипників по динамічної вантажопідйомності.

Таблиця 3.1 – Величини навантажень на робочих передачах

Передача	1	2	3	4
Fr, H	8540	5321.25	2424.3	2205
Fx, H	0	0	0	0
$n, хв^{-1}$	45.3	112.3	192.7	425

Приймемо час роботи на кожній передачі:

- 1 передача – 20%;

- 2 передача – 40%;

- 3 передача – 30%;

- 4 передача – 10%.

Визначимо час роботи підшипників за період експлуатації на всіх 4-х передачах:

- $Lh = 10000ч$;

- 1 передача - $Lh_1 = Lh \cdot 0{,}2 = 10000 \cdot 0{,}2 = 2000$;

- 2 передача - $Lh_2 = Lh \cdot 0{,}4 = 10000 \cdot 0{,}4 = 4000$;

- 3 передача - $Lh_3 = Lh \cdot 0{,}3 = 10000 \cdot 0{,}3 = 3000$;

- 4 передача - $Lh_4 = Lh \cdot 0{,}1 = 10000 \cdot 0{,}1 = 1000$.

Визначимо число мільйонів обертів кілець за період експлуатації на кожній робочій передачі

- 1 передача: $L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot Lh_1}{10^6} = \frac{60 \cdot 45.3 \cdot 2000}{10^6} = 5.88млн.об$

- 2 передача: $L_2 = \frac{60 \cdot n_2 \cdot Lh_2}{10^6} = \frac{60 \cdot 112.3 \cdot 4000}{10^6} = 26.95млн.об$

- 3 передача: $L_3 = \frac{60 \cdot n_3 \cdot Lh_3}{10^6} = \frac{60 \cdot 192.7 \cdot 3000}{10^6} = 34.686млн.об$

- 4 передача: $L_4 = \frac{60 \cdot n_4 \cdot Lh_4}{10^6} = \frac{60 \cdot 425 \cdot 1000}{10^6} = 25.5млн.об$

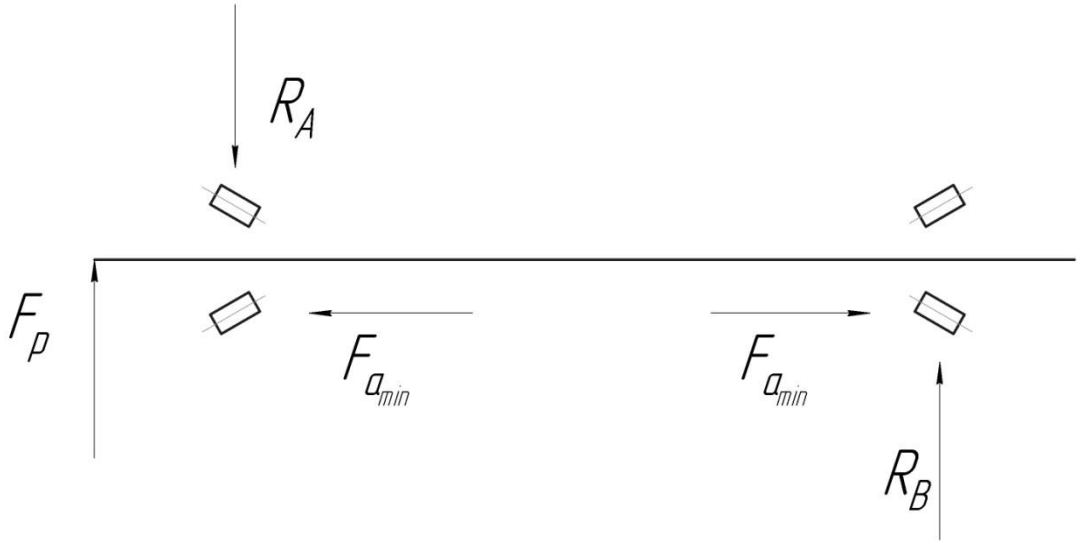


Рисунок 3.3 – Схема установки підшипника

Визначаємо термін служби підшипника за весь період експлуатації:

$$L = \sum_{i=1}^{m} Li = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = 5.88 + 26.95 + 34.686 + 25.5 = 93.016 млн.об$$

Визначимо еквівалентну динамічне навантаження. Посадковий діаметр валу під підшипник = 20мм.

Вибираємо попередньо по каталогу:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_Б K_T$$

$X = 1$ - коефіцієнт радіального навантаження;

$Y = 0.4$ - коефіцієнт осьового навантаження;

$K_Б = 1.3$ - коефіцієнт безпеки;

$V = 1.2$ - коефіцієнт обертання;

$K_T = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив температури (при T<100C^0).

На 1 передачі:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_Б K_T = (1 \cdot 1.2 \cdot 8540 + 0.4 \cdot 0) \cdot 1.3 \cdot 1 = 13322.4H$$

На 2 передачі:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr_2 + Y \cdot Fa) \cdot K_Б K_T = (1 \cdot 1.2 \cdot 5321.25 + 0.4 \cdot 0) \cdot 1.3 \cdot 1 = 8301.15H$$

На 3 передачі:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr_3 + Y \cdot Fa) \cdot K_Б K_T = (1 \cdot 1.2 \cdot 2424.3 + 0.4 \cdot 0) \cdot 1.3 \cdot 1 = 3782H$$

На 4 передачі:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr_4 + Y \cdot Fa) \cdot K_Б K_T = (1 \cdot 1.2 \cdot 2205 + 0.4 \cdot 0) \cdot 1.3 \cdot 1 = 3439.8H$$

Визначаємо еквівалентну навантаження на підшипник:

$$P_{ПР} = P_1 K_H = 13322.4 \cdot 0.53 = 7060.87H$$

Визначаємо потрібну динамічне навантаження підшипників:

$$C_{TP} = P_{ПР} \cdot L^{\frac{1}{P}} = 7060.87 \cdot 93.016^{\frac{1}{3.33}} 27596H$$

P=3.33- для роликопідшипників.

Визначаємо сумарну динамічну вантажопідйомність.

$$C = i^{\frac{7}{9}} \cdot C_1 = 1^{\frac{7}{9}} 34246 = 34246H$$

тут $C_1 = Cr = 34246H$ - динамічна вантажопідйомність підшипника [2];

Так як $C_{TP} \le C$,то підшипник забезпечує необхідну довговічність $Lh = 10000ч$, при цьому C_{TP} і C близькі друг да друга, то остаточно вибираємо підшипник №112 ГОСТ8338-75, який забезпечує

необхідну довговічність $L_h = 10000ч$, при цьому C_{TP} и C близькі друг до друга, то остаточно вибираємо даний підшипник.

3.4 Розрахунок шліцьових з'єднань на міцність

Прямобічне шліцьове з'єднання легкої серії 8 × 56 × 62 з розмірами b=10мм, f=0,5мм ,r=0,5мм.

Напруга зминання бічних поверхонь шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{см} = M_{кртах}/\varphi \cdot F \cdot l \cdot rcp \le [\sigma_{см}];$$

Найбільший допустимий крутний момент, що передається з'єднанням:

$$M_{кртах} = Мк \cdot Кб = 1200 \cdot 0,7 = 840Нм;$$

φ=0,7….0,8=0,75- коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподіл зусиль по робочих поверхонь;

$$F = z \cdot [Dв - da/2 \cdot (f+r)] = 8 \cdot [0,062 - 0,056/2(0,0005+0,0005)] = 0,000024м^2$$

площа всіх бічних поверхнях з одного боку на 1м довжини; тут Dв=0,062м- зовнішній діаметр вала; da=0,056м- діаметр отвору шліцьовій втулки; f=0,0005м- розмір фаски; r=0,0005м- радіус заокруглення; l=0,003м- робоча довжина; rcp= Dв-da/4=0,062-0,056/4=0,0285м; [σсм]=20….30МПа-для середніх умов експлуатації, з'єднань рухомий без навантаження, без спеціальної обробки робочих поверхонь.

$$\sigma_{см} = 360/0,75 \cdot 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot 0,003 \cdot 0,0295 = 5,26МПа \le [\sigma_{см}].$$

За підсумками цих розрахунків можна зробити висновок, що конструкція працездатна, підходить для даного типу трактора і відповідає вимогам умов його роботи, а так само компактна, і не вимагає великих витрат двигуна для забезпечення роботи даного пристрою.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ВИКОНАННІ ОРНИХ РОБІТ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Фактори, що впливають на умови праці механізатора при експлуатації трактора

При виконанні сільськогосподарських робіт умови праці механізатора залежать від багатьох факторів, що діють при роботі агрегату. До таких факторів відносяться: шум від роботи агрегату, підвищена або знижена температура, забруднення повітря вихлопними газами й іншими шкідливими речовинами, підвищений вміст пилу в повітрі, вібрація. Усі ці фактори, діють негативно на здоров'я механізатора, що у свою чергу відбивається на якості виконання технологічного процесу. Механізатор швидко стомлюється, стає дратівливим, знижується уважність. Ці зміни в організмі людини можуть привести до травм та нещасного випадку.

Розробити систему заходів щодо зниження впливу шкідливих факторів – основна задача безпека життєдіяльності.

При експлуатації машинно-тракторного агрегату необхідно контролювати визначені параметри й умови, від яких залежить безпечна експлуатація машин. Безпека оцінюється контрольним оглядом і виміром, тобто контролем визначених показників. Перевіряється комплектність (ЗІП, аптечка, термос, склоочисники, цілісність стекол і огороджень, зовнішні сигнально-освітлювальні прилади і т.д.), а також дія шкідливих факторів, повітря, пилу. Усі контрольовані параметри повинні відповідати ДСТУ 12 2.019-86, ДСТУ 12.2111-85.

4.2 Пожежна безпека машинно-тракторного агрегату

Незважаючи на те, що більшість деталей трактора виготовлені з негорючих металевих матеріалів, під час експлуатації він залишається потенційно пожежонебезпечним об’єктом. Джерелами займання можуть бути паливо-мастильні матеріали, електрообладнання, нагріті поверхні двигуна та

елементів вихлопної системи. Горючими матеріалами на тракторі є лакофарбове покриття, паливо, мастильні матеріали, гідравлічні рідини, оббивка кабіни та сидіння, гумотехнічні вироби, а також рослинні залишки, пил і бруд, які накопичуються на поверхнях машини під час роботи. Особливу небезпеку становлять паливні баки, трубопроводи систем живлення двигуна та місця зберігання легкозаймистих рідин.

Під час виконання польових робіт на деталях трактора нерідко накопичуються суха трава, солома, полова та інші рослинні рештки. У разі контакту з нагрітими елементами двигуна або системи випуску відпрацьованих газів вони можуть стати причиною займання. Саме тому необхідно регулярно очищати трактор від пилу, бруду та рослинних залишків, особливо в моторному відсіку, біля колектора, турбокомпресора та глушника.

Заправлення тракторів паливом повинно здійснюватися відповідно до вимог пожежної безпеки. Паливозаправлення виконують тільки при заглушеному двигуні, вимкненому електрообладнанні та відсутності поблизу джерел відкритого вогню. Бажано проводити заправлення у світлий час доби або на спеціально обладнаних майданчиках із достатнім освітленням. Під час заправлення категорично забороняється палити, користуватися відкритим полум’ям, проводити зварювальні роботи або застосовувати інструменти, які можуть утворювати іскри. Перевірка рівня палива в баках повинна здійснюватися тільки штатними вимірювальними приладами або щупами, без використання відкритого вогню для освітлення.

Важливо не допускати підтікання палива, мастил і гідравлічних рідин із баків, картерів, паливопроводів, рукавів високого тиску та місць з’єднання трубопроводів. Навіть незначні витоки можуть призвести до займання при потраплянні на гарячі поверхні двигуна. Після проведення технічного обслуговування або заміни паливно-мастильних матеріалів усі місця можливих підтікань необхідно ретельно очищати та витирати насухо. Особливу увагу слід приділяти герметичності паливної системи та справності електропроводки.

Не менш важливим фактором пожежної безпеки є справний стан електрообладнання трактора. Пошкодження ізоляції проводів, короткі замикання, перевантаження електричних кіл або несправність акумуляторної батареї можуть стати причиною виникнення пожежі. Тому необхідно регулярно контролювати стан електропроводки, надійність контактів та справність запобіжників.

Кожний трактор повинен бути укомплектований справними засобами пожежогасіння, насамперед порошковим або вуглекислотним вогнегасником необхідної місткості. Вогнегасник повинен знаходитися у легкодоступному місці, бути опломбованим та мати чинний термін придатності. Крім того, механізатор повинен бути ознайомлений із правилами користування первинними засобами пожежогасіння та порядком дій у разі виникнення пожежі.

Під час експлуатації машинно-тракторного агрегату необхідно суворо дотримуватися вимог чинних правил пожежної безпеки, своєчасно проводити технічне обслуговування машини, контролювати стан паливної та електричної систем, а також не допускати накопичення горючих матеріалів на поверхнях трактора. Виконання зазначених заходів дозволяє суттєво знизити ризик виникнення пожежі, забезпечити безпечну експлуатацію техніки та зберегти життя і здоров’я обслуговуючого персоналу.

4.3 Охорона навколишнього середовища

Зі збільшенням кількості техніки зокрема в сільському господарстві, важливою проблемою стало зменшення шкідливих викидів, що забруднює навколишнє середовище. Основними забрудненнями в результаті господарської діяльності людини в сільському господарстві є забруднення пально-мастильними матеріалами, отрутохімікатами і викидами вихлопних газів. У сільському господарстві більша кількість двигунів внутрішнього згоряння, установлених на техніку – це дизельні.

Незважаючи на те, що викиди з дизельних двигунів (молекула вуглецю і

діоксиду сірки) піддаються керуванню, викиди оксиду азоту і часток диму залишаються проблемою. Викиди у виді диму складаються в більшості із сульфатів, що можуть взаємодіяти з атмосферною вологою, утворити сірчану кислоту – одного з головних компонентів кислотного дощу.

На даному етапі наука працює над так називаною технологією, «швидке спалювання забруднювальних сумішей». В експериментальних двигунах спалюється збіднена паливна суміш у циліндрах, спеціально спроектованих для досягнення турбулентного горіння суміші. При турбулентному горінні швидкість поширювання полум'я набагато вище, що сприяє більш повному згорянню, а потужність на вихідному валу може бути збільшена за допомогою звичайного турбонаддуву.

Також для зменшення шкідливих викидів вихлопних газів застосовуються на двигунах допалювачі вихлопних газів. За допомогою такого допалювача відбувається нейтралізація газів, що у свою чергу зменшує кількість шкідливих викидів в атмосферу з відпрацьованими газами.

Для зменшення забруднення навколишнього середовища отрутохімікатами необхідно щоб резервуари, арматура, техніка транспортуюча їх, були в справному стані. Не можна допускати розливів отрутохімікатів і потрапляння їх у штучні і природні водойми.

Зменшити забруднення паливо-мастильними матеріалами навколишнього середовища за допомогою організованого і правильного заправлення МТА. При проведенні ТО необхідно зливати відпрацьовані олії в спеціально призначені резервуари. Стік мийних вод не повинний бути в штучні і природні водойми. Вода повинна йти на повторне використання після відповідного очищення.

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗДВОЮВАННЯ ШИН ПРИ ВИКОНАННІ РОБІТ НА АГРОФОНІ ПІДВИЩЕНОЇ ВОЛОГОСТІ

Використання модернізованого трактора під час виконання технологічних операцій ґрунтообробними сільськогосподарськими агрегатами на агрофонах нормальної та підвищеної вологості забезпечує суттєве покращення його тягово-зчіпних і потужностно-економічних показників. Отримані результати свідчать про підвищення ефективності реалізації тягового зусилля, зменшення буксування рушіїв та більш раціональне використання енергетичного потенціалу машинно-тракторного агрегату.

Поряд із цим встановлено, що під час руху орного агрегату на досліджуваних агрофонах модернізація не призводить до погіршення динамічних властивостей машинно-тракторного агрегату. Значення основних показників плавності руху та стійкості функціонування залишаються в допустимих межах, що забезпечує стабільність виконання технологічного процесу та дотримання агротехнічних вимог.

Зменшення буксування рушіїв трактора сприяє зниженню механічного впливу на ґрунт, зокрема зменшенню його ущільнення та руйнування структури верхнього шару. Це особливо важливо в умовах підвищеної вологості, коли ґрунт є найбільш чутливим до дії рушіїв енергетичних засобів. У результаті зменшується інтенсивність деградаційних процесів, покращуються умови для розвитку кореневої системи рослин та зберігаються сприятливі агрофізичні властивості ґрунту.

Сукупний вплив покращених тягово-зчіпних характеристик, зменшення енергетичних втрат та зниження негативного впливу на ґрунт забезпечує підвищення продуктивності ґрунтообробних агрегатів. Проведені розрахунки показали, що модернізований трактор забезпечує вищі показники ефективності виконання технологічного процесу порівняно із серійним аналогом.

Так, під час виконання оранки на агрофоні нормальної вологості продуктивність модернізованого трактора перевищує продуктивність серійного на 6,2 % (табл. 5.1). В умовах підвищеної вологості ефект від модернізації є ще

більш відчутним, а приріст продуктивності становить 15,23 %. Це пояснюється покращенням зчіпних властивостей рушіїв та зменшенням втрат енергії на буксування, що особливо проявляється на перезволожених ґрунтах.

Водночас модернізація сприяє зниженню питомих витрат палива. За результатами досліджень встановлено, що економія палива при виконанні орних робіт на агрофонах нормальної та підвищеної вологості становить у середньому близько 5 %. Це дозволяє зменшити експлуатаційні витрати та підвищити економічну ефективність використання машинно-тракторного агрегату.

Критерієм оцінки ефективності використання техніки за умови однакової якості виконання робіт, однакових обсягів виробництва та якості отриманої продукції є мінімум приведених витрат. Саме цей показник найбільш повно характеризує економічну доцільність впровадження технічних рішень і дозволяє об'єктивно порівнювати альтернативні варіанти машин та технологій.

Внаслідок зниження механічного навантаження на ґрунт та покращення його агрофізичних властивостей створюються сприятливіші умови для росту і розвитку сільськогосподарських культур. За результатами аналізу встановлено, що використання модернізованого трактора забезпечує підвищення врожайності культур у середньому на 5 %. Додатково отримана продукція формує додатковий економічний ефект, який необхідно враховувати під час оцінювання загальної ефективності модернізації.

Тому економічну ефективність запропонованого технічного рішення доцільно визначати за критерієм приведених витрат з урахуванням вартості додатково отриманої продукції. Такий підхід дозволяє комплексно оцінити не лише прямий економічний ефект від зниження експлуатаційних витрат і витрат палива, але й непрямий ефект, пов'язаний із підвищенням урожайності сільськогосподарських культур та збереженням родючості ґрунтів.

Таблиця 5.1 – Продуктивність тракторів модернізованого та серійного у складі орного агрегату на агрофоні нормальної та підвищеної вологості

Склад агрегату	Кількість коліс	V, км/год	Ширина захвату, м	Продуктивність, га/год
нормальна вологість				
1	4	8,76	2,0	1,75
	8	8,9	2,0	1,78
підвищена вологість				
2	4	8,3	2,0	1,66
	8	8,82	2,0	1,76

Значення річного економічного ефекту визначиться з виразу:

$$E_г = \left[\left(S_0 + E_H K_{y0}\right) - \left(S_1 + E_н K_{y1}\right) + \Delta У Ц_{пр}\right] W_1 T_1, \qquad (5.1)$$

де S_0 та S_1 – відповідно експлуатаційні витрати базового та запропонованого агрегатів у розрахунку на одиницю роботи, грн;

K_{y0} та K_{y1} – питомі капіталовкладення на відповідні агрегати, грн/га;

$E_H = 0{,}15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;

$\Delta У$ – підвищення сільськогосподарської культури при використанні трактора, ц/га;

$Ц_{пр}$ – ціна одиниці отриманої продукції, грн/ц;

W_1 – продуктивність агрегату за годину змінного часу, га/год;

T_1 – нормативна річна завантаженість трактора на технологічній операції, год.

Експлуатаційні витрати агрегату на виконання технологічної операції в розрахунку на одиницю виконаної роботи визначається за формулою:

$$S = З + Г + Т_р + А, \qquad (5.2)$$

де $З$ – оплата праці механізаторів з нарахуваннями, грн.;

$Г$ – вартість паливно-мастильних матеріалів, грн.;

$Т_р$ – вартість поточних, капітальних ремонтів та технічного обслуговування, грн;

$А$ – амортизаційні відрахування, грн.

Величини, що входять до розглянутої формули визначаються наступним чином.

Оплата праці персоналу, що обслуговує агрегат:

$$З = \frac{З_м n К_м}{W}, \qquad (5.3)$$

де $З_м$ – годинна тарифна ставка оплати праці механізатора, грн/год;

n – кількість механізаторів, які обслуговують агрегат, чол;

$К_м = 1{,}65$ – коефіцієнт, що враховує підвищення розцінок, надбавки за класність, стаж, якість роботи, нарахування на заробітну плату тощо;

W – продуктивність агрегату за годину змінного часу, га/год.

Вартість паливно-мастильних матеріалів, використаних на виконання одиниці роботи:

$$Г = qЦ, \qquad (5.4)$$

де q – витрати палива при виконанні технологічної операції, кг/га;

$Ц$ – комплексна ціна палива, включаючи вартість необхідної кількості мастила, грн/кг.

Відрахування на поточний, капітальний ремонт та технічне обслуговування агрегату в розрахунку на одиницю роботи:

$$T_р = \frac{1}{100W}\left(\frac{Б_т Ч_т}{T_т} + \frac{Б_м Ч_м n_м}{T_м}\right), \qquad (5.5)$$

де $Б_т$ та $Б_м$ – балансова вартість трактора та сільськогосподарської машини відповідно, грн;

$Ч_т$ та $Ч_м$ – норма відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування тракторів і сільськогосподарських машин, %;

$n_м$ – кількість сільськогосподарських машин в агрегаті, шт.

Амортизаційні відрахування по сільськогосподарському агрегату:

$$A = \frac{1}{100W}\left(\frac{Б_т a_т}{T_т} + \frac{Б_м a_м n_м}{T_м}\right), \qquad (5.6)$$

де $a_т$ та $a_м$ – норма амортизаційних відрахувань на трактор та сільськогосподарську машину, %.

Питомий обсяг капіталовкладень по сільськогосподарському агрегату визначається за формулою:

$$K_у = \frac{1}{W}\left(\frac{Б_т}{T_т} + \frac{Б_м n_м}{T_м}\right). \qquad (5.7)$$

Економічне обґрунтування ефективності на агрофоні нормальної та підвищеної вологості виконується за трьома ґрунтообробними агрегатами на агрофоні нормальної та підвищеної вологості. За базовий варіант береться ґрунтообробний агрегат.

На підставі вихідних даних, наведених у табл. 5.2, проведений розрахунок економічної ефективності на агрофоні нормальної та підвищеної вологості (табл. 5.3).

Таблиця 5.2 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту

Найменування показника	Кількість коліс	
	4	8
Нормальна вологість		
Продуктивність, га/год	1,75	1,78
Витрата палива, кг/га	22,32	20,79
Вартість трактора, грн	1200000	1200000
Вартість пристрою для здвоювання шин, грн	–	5530
Вартість знаряддя, грн.	421 607	421 607
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
Кількість знарядь в агрегаті, шт.	1	1
Годинна тарифна ставка, грн/год	9,19	9,19
Комплексна ціна палива, грн/кг	3,72	3,72
Річне завантаження трактора, год	1700	1700
Річне завантаження знаряддя, год	480	480
Підвищення врожайності, ц/га	–	1
Економія палива, кг/га	–	1,53
Підвищена вологість		
Продуктивність, га/год	1,66	1,76
Витрата палива, кг/га	24,88	21,21
Вартість трактора, грн	1200000	1200000
Вартість знаряддя, грн.	421 607	421 607
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
Кількість знарядь в агрегаті, шт.	1	1
Годинна тарифна ставка, грн/год	9,19	9,19
Комплексна ціна палива, грн/кг	3,72	3,72
Річне завантаження трактора, год	1700	1700
Річне завантаження знаряддя, год	480	480

Підвищення врожайності, ц/га	–	1
Економія палива, кг/га	–	3,67

Таблиця 5.3 – Результати розрахунку економічного ефекту

Найменування показника	Кількість коліс	
	4	8
Нормальна вологість		
Експлуатаційні витрати, грн/га	108,51	102,2
Додаткові капіталовкладення, грн.	–	5530
Питомі капіталовкладення, грн/га	838,1	828,9
Додатково отримана продукція, т	–	8
Вартість додаткової продукції, грн	–	1360
Річний економічний ефект за зведеними витратами разом з додатковою продукцією, грн	–	33756
Строк окупності пристрою для здвоювання шин	–	0,39
Підвищена вологість		
Експлуатаційні витрати, грн/га	119,2	104,1
Додаткові капіталовкладення, грн.	–	5530
Питомі капіталовкладення, грн/га	883,5	833,3
Додатково отримана продукція, т	–	8
Вартість додаткової продукції, грн	–	1360
Річний економічний ефект за зведеними витратами разом з додатковою продукцією, грн	–	33380,2
Строк окупності	–	0,37

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В рамках дипломного проекту була проведена модернізація заднього ведучого моста універсального сільськогосподарського трактора класу 20кН. Були проведені всі необхідні розрахунки в рамках конструкторського розділу. Застосовані рішення дозволили істотно поліпшити керованість трактора, в тому числі і при його роботі в агрегаті з несиметричними навісними машинами-знаряддями при прямолінійній русі і при повороті. Підвищилася і прохідність трактора за рахунок можливості задіяти блокування диференціала на ходу. Поліпшено показники паливної економічності. Знижується опір руху трактора, а отже – знос шин, зменшуються навантаження на трансмісію. Установка автоматизованої системи, що управляє блокуванням диференціалу, дозволяє максимально ефективно поєднувати такі якості трактора, як прохідність, керованість, паливна економічність.

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. Анікєєв, 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. Анікєєв О.І. Методичні вказівки № 3, 4, 7 для виконання лабораторно-практичних робіт з дисципліни «Експлуатація машин та обладнання» / О.І. Анікєєв, О.А. Романашенко, К.Г. Сировицький // Х. ХНТУСГ, 2019. – 124 с.

6. 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.

7. 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.

8. Трактори та автомобілі: навч. посіб. Ч. 4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання / В. М. Антощенков [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедєва, 2006. - 164 с.

9. Трактори та автомобілі: навч. посіб. Ч. 3. Шасі / А. Т. Лебедєв [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедєва, 2004. - 336 с.

10. 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.

11. Експлуатація та сервіс техніки. Частина І. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікєєв, К.Г. Сировицький, Є.А.Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.

12. 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.

13. 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.

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

15. Розрахунки і проектування деталей машин: 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