

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення ресурсу трансмісії трактора шляхом герметизації
системи мащення»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Орищенко С.В.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Мокряк Максим Геннадійович

(ПІБ)

(підпис)

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

Мокряк Максим Геннадійович

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення ресурсу трансмісії трактора шляхом герметизації системи мащення»

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

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

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості сапунів, що використовуються на тракторах універсально-просапних та загального призначення, бульдозерах тощо. Кінематична схема трактора ХТЗ-150К

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Стан питання та завдання досліджень _____

2. Теоретичне обґрунтування підвищення ресурсу трансмісії трактора шляхом поліпшення герметичності _____

3. Розрахунок запропонованого сапуна та його основних конструкційних показників _____

4. Економічне обґрунтування результатів досліджень _____

Висновки _____

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

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Орищенко С.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Мокряк М.Г.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 54 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 6 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Покращення ресурсу трансмісії трактора шляхом герметизації системи мащення».

Теоретично обґрунтовано вплив герметичності системи мащення на ресурс трансмісії: її підвищення сприяє зменшенню надходження абразивних частинок пилу в оливу та зниженню інтенсивності зношування спряжених деталей.

Розроблений сапун редуктора дозволяє зменшити частку газообміну через нещільності порівняно з використанням сапуна заднього моста трактора Т-150К: у 2,5...3,0 рази при діаметрі каліброваного отвору 0,25 мм; у 3,8...4,6 рази – при 0,35 мм; у 20...29 разів – при 0,45 мм.

При модернізації трансмісії трактора Т-150К за рахунок застосування розробленого сапуна редуктора річна економія від підвищення ресурсу трансмісії до капітального ремонту становить 415,06 грн на один трактор. Окупність додаткових витрат на модернізацію становить 69,6%, термін окупності – 1,44 року.

Ключові слова: система мащення; герметичність; трансмісія трактора; ресурс трансмісії; абразивне зношування; сапун редуктора; газообмін; олива; трактор Т-150К; економічна ефективність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	7
1.1 Види зношування деталей, що визначають ресурс трансмісії	7
1.2 Абразивне зношування деталей механічної трансмісії трактора.....	10
1.3 Основні фактори, що визначають ресурс деталей трансмісії трактора.....	12
1.4 Аналіз пристроїв, що забезпечують герметичність системи мащення трансмісії.....	21
1.4.1 Ущільнення нерухомих фланцевих з'єднань	21
1.4.2 Ущільнення валів	23
1.4.3 Сапуни	25
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ.....	32
2.1 Теоретичні передумови до розробки сапунів нової конструкції	32
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ЗАПРОПОНОВАНОГО САПУНА ТА ЙОГО ОСНОВНИХ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ	36
3.1 Запропонована конструкція сапуна.....	36
3.2 Розрахунок коефіцієнта швидкісного режиму k_N трансмісії трактора Т-150К для третьої передач.....	і37
3.3 Розрахунок параметрів сапуна трансмісії трактора Т-150К	41
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
4.1 Визначення витрат на модернізацію системи мащення трансмісії трактора.....	44
4.2 Визначення економічної ефективності модернізації трансмісії трактора	48

ВИСНОВКИ.....	50
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51
ДОДАТКИ.....	53

ВСТУП

Забезпеченість господарств нашої країни основними видами сільськогосподарської техніки становить 40...70%. При цьому зберігається тенденція старіння парку, зростає термін експлуатації машин та обладнання, знижується їхня надійність.

До надійності сільськогосподарської техніки, зокрема до трактора, як основного джерела енергії для робочих машин, висуваються високі вимоги. Дослідження надійності сучасної мобільної сільськогосподарської техніки показує, що від 20 до 40% відмов припадає на частку агрегатів трансмісії. Вихід з ладу трансмісії здебільшого визначено втратою працездатності підшипників та зубчастих коліс.

Дослідження ряду вчених показують, що деталі трансмісії втрачають працездатність в основному внаслідок абразивної дії частинок пилу, що знаходяться в оливі. При належному рівні технічної експлуатації трактора основним із шляхів забруднення трансмісійної олії є попадання пилу в результаті газообміну. Як відомо, трактор працює в умовах підвищеної запиленості навколишнього середовища, тому в разі несправності ущільнювальних і фільтруючих елементів відбувається накопичення частинок пилу в мастильному матеріалі, погіршуючи тим самим якість мащення поверхонь, що труться, і, як наслідок, прискорюючи їх зношування.

Трансмісія трактора є складною трибомеханічною системою, в якій велике значення має система мащення. Для підвищення ресурсу трансмісії трактора необхідно розробити заходи, що забезпечують якісне мащення деталей, що сполучаються, і в першу чергу шляхом покращення герметичності системи. Природно, що зниження ресурсу пов'язане з концентрацією абразивних частинок в оливі, яка, у свою чергу, тісно пов'язана зі ступенем герметичності трансмісії. Тому дослідження щодо підвищення ресурсу трансмісії трактора шляхом поліпшення герметичності системи мащення є актуальними.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Види зношування деталей, що визначають ресурс трансмісії

Низькі показники надійності агрегатів трансмісії значною мірою зумовлені виходом з ладу підшипників і зубчастих коліс. Основними причинами виходу з ладу зубчастих коліс є безпосередньо зношування, задири та викришування робочих поверхонь.

Походження мікрозношування, що зовні проявляється як стирання, може бути викликане пружним або пластичним деформуванням, схоплюванням контактуючих мікронерівностей, а також окиснювальним зношуванням.

Пружне або пластичне деформування (або багаторазове передформування) поверхневих мікронерівностей відбувається без їх відокремлення (або з відокремленням частинок у результаті втоми матеріалу).

Поверхня зубів коліс ніколи не буває ідеально гладкою.

Навіть при надточній обробці після прикатування на поверхні залишаються виступи висотою $0,1 \dots 0,15$ мкм. При контакті поверхонь спочатку відбувається пружна деформація взаємодіючих виступів шорсткості. Зі зростанням навантаження пружна деформація поступово переходить у пластичну [1].

Схоплювання контактуючих мікронерівностей супроводжується утворенням «містків зварювання», які розриваються в слабкому місці при русі поверхонь. Таким чином, зношування зводиться до видалення з поверхні тертя приварених до неї виступів спряженої поверхні, що руйнуються на певній глибині. Товщина шару, що руйнується, визначається пластичністю металів, що труться, швидкістю та ступенем дифузії кисню в метал і властивостями оксидних плівок.

Особливо слід розглянути окиснювальне зношування – утворення та видалення плівок оксидів, яке може бути визначальним при граничному мащенні в широкому діапазоні швидкостей ковзання. Обов'язковою умовою такого виду зношування є наявність кисню в зоні тертя. У результаті окиснення поверхневих

шарів метал покривається тонкою плівкою твердих і крихких оксидів, відокремлення яких призводить до стирання поверхонь тертя [6]. Цей процес посилюється при утворенні в оливі, внаслідок її окиснення, низькомолекулярних (найбільш агресивних) кислот, а також при потраплянні в оливу води та інших корозійно-активних речовин [7].

За нормального режиму тертя надмірна присутність кисню в оливі відіграє негативну роль – оптимальне співвідношення між тертям і зношуванням досягається лише при відносно невеликій концентрації кисню в зоні тертя. Фактично олива виконує функцію буфера, що обмежує надходження кисню в зону тертя [6].

Інтенсивність взаємодії рідини з киснем значно зростає зі збільшенням температури на поверхні її контакту з повітрям. Наприклад, при підвищенні температури на 10°C інтенсивність окиснення мінеральної оливи практично подвоюється.

Окрім температури, каталізаторами процесу окиснення оливи є різні механічні включення (пил, фарби, частинки металу тощо) [1].

Задири поверхонь тертя виникають при їх перевантаженні, перегріванні або недостатньому забезпеченні мащенням. При задирі поверхні сильно пошкоджуються. Якщо задир не стабілізується на початковій стадії розвитку, поверхні, а разом із ними і деталь, виходять з ладу.

На початковій стадії задири мають вигляд дрібних рисок, які при посиленні факторів (навантаження, швидкість ковзання, температура) переходять у подряпини, а згодом – у борозни, смуги та вириви металу, що покривають окремі ділянки або всю поверхню.

Викришування робочих поверхонь при втомному зношуванні є найбільш характерним для зубчастих коліс важконавантажених редукторів і підшипників кочення та проявляється насамперед на ділянках, де кочення поєднується з ковзанням або пробуксовуванням.

Ймовірною причиною викришування є накопичення в металі під дією циклічних навантажень деформацій втомного характеру, що призводять до

порушення структури матеріалу та появи мікротріщин. Якщо процес руйнування розпочався, уникнути пітингу неможливо – тріщини з підповерхневих шарів з часом виходять на поверхню. Оскільки при контакті зубців мікротріщини, що розташовані під кутом близько 45° до поверхні, заповнюються оливою під високим тиском, відбувається їх гідравлічне розклинювання, що з часом призводить до відколювання частинок металу [6].

Викришування робочого профілю зуба – найпоширеніша причина виходу з ладу шестерень у процесі експлуатації [7, 12]. Численні дослідження показують, що значне зношування шестерень трансмісії відбувається при потраплянні абразиву. Зокрема, потрапляння ґрунтового пилу в трансмісію є однією з основних причин викришування зубчастих вінців [7].

Викришуванню піддається поверхня від $1/3$ до $1/2$ довжини контактної лінії. Подальша експлуатація шестерень із зношеними зубцями призводить до їх сколювання. Частина зубців потрапляють в інші зачеплення, викликаючи заклинювання, пошкодження та прискорене зношування. Спостерігаються випадки, коли частина зуба потрапляє між шестернею і стінкою картера коробки передач, що призводить до руйнування картера [2].

Абразивне зношування також є основною причиною виходу з ладу підшипників кочення тракторних трансмісій. За даними [7], підшипники вибраковуються: у 45% випадків через абразивне зношування, що виникає при забрудненні оливи абразивом; у 20% випадків через пошкодження сепараторів внаслідок роботи з перекосами кілець; у 12% випадків – через втому матеріалу – перекочування тіл кочення по кільцях супроводжується виникненням знакозмінних напружень, що після певної кількості циклів призводять до утворення мікротріщин; у 10% випадків – через провертання внутрішнього кільця на валу, що спричинено недостатньо щільними посадками або низькою якістю обробки посадкових місць.

Проведений аналіз показує, що абразивне зношування суттєво переважає серед інших причин, що визначають вихід з ладу підшипників, зубчастих коліс та інших деталей трансмісії.

1.2 Абразивне зношування деталей механічної трансмісії трактора

Абразивне зношування – найбільш поширений вид зношування деталей сільськогосподарської техніки, що викликається впливом на них абразивних (твердих) частинок.

Абразивне зношування характеризується наявністю мікропластичних деформацій і зрізанням металу поверхневих шарів деталей, що труться, твердими абразивними частинками, які знаходяться між поверхнями тертя. При цьому перебіг процесу не залежить від способів проникнення абразивних частинок у зону тертя: чи потрапляють вони ззовні, чи утворюються безпосередньо на поверхнях у процесі тертя (наприклад, при окиснювальному зношуванні) [9].

Абразивні частинки чинять на поверхні тертя руйнівну дію у двох основних формах. Гострі абразивні частинки дряпають поверхню, здійснюючи хаотичний процес мікрорізання, що спостерігається, наприклад, при роботі ґрунтообробних або гірничих машин.

Другий характерний механізм зношування – деформаційна дія «тупих» абразивних частинок, які не дряпають поверхню, а видавлюють лунки або борозенки та при багаторазовому повторенні викликають локальні втомні руйнування [9].

Проведені дослідження [3, 5, 11, 12] показали, що абразив скорочує строк служби тракторних трансмісій, оскільки: різко прискорює викришування робочої поверхні зуба; зношує цементований шар робочої поверхні зуба; викликає зношування підшипників; порушує зачеплення зубчастих коліс, що працюють на зношених підшипниках.

Окрім абразивних частинок пилу, всередині трансмісії присутні також продукти зношування. Проведені стендові випробування зубчастих коліс при їх роботі в середовищі, забрудненому частинками металу від зношування шліців і зубців, показали, що вплив цих частинок на інтенсивність зношування або викришування зубців практично не проявляється навіть при значній їх кількості [15].

Абразивне зношування продуктами зношування можливе за умови високої твердості цих частинок. Наприклад, це стосується частинок оксидних плівок, які, як правило, мають високу твердість.

Випробування зубчастих коліс, проведені в оливі, забрудненій ґрунтовим пилом, показали, що навіть при незначному вмісті пилу в оливі (0,25% за масою) спостерігається помітне зношування профілів зубців [1].

У цьому випадку абразивне зношування деталей зумовлене мінеральними твердими частинками, що містяться в ґрунтовому пилу. Основну їх частину (як видно з табл. 1.1 – понад 50%) становлять частинки оксиду кремнію. Твердість цих частинок перевищує твердість багатьох машинобудівних сталей, тому вони є найбільш агресивним абразивним компонентом.

За характером силової взаємодії з поверхнями тертя абразивні частинки поділяються на активні та пасивні [7]. При потраплянні в зону контакту активні абразивні частинки до моменту їх руйнування деформують поверхні тертя, і після кількох циклів навантаження відбувається руйнування деформаційного шару.

Пасивними називають ті абразивні частинки, розмір яких менший за суму висот мікронерівностей і товщину оливної плівки, і які не беруть участі в силовій взаємодії.

Збільшення розміру абразивних частинок до певної величини за однакової масової частки їх в оливі призводить до зростання інтенсивності зношування деталей.

Найбільше зношування деталей редукторів спостерігається в оливі з абразивними частинками розміром 15...25 мкм, які переважають за масою серед наявних частинок (табл. 1.2).

Таблиця 1.1 – Мінералогічний склад ґрунтового пилу (%)

SiO_2	Гідрооксиди заліза	Польовий шпат	Інші
50,82	0,03	26,32	22,83

Таблиця 1.2 – Дисперсний склад ґрунтового пилу [5]

Середній діаметр частинок, мкм	Вміст фракцій за вагою, %	Середній діаметр частинок, мкм	Вміст фракцій за вагою, %
0...5	5	40...53	7
5...10	4	53...75	5
10...15	10	75...105	4
15...20	11	105...150	5
20...30	15	150...210	7
30...40	13	210...300	14

Проведені дослідження показують, що абразив, який міститься у ґрунтовому пилу, під час роботи в редукторі, поступово втрачає свої різальні властивості й надалі не викликає викришування та зношування профілю зуба [5, 7]. Тобто, якщо запобігти потраплянню нових абразивних частинок, процес зношування через певний час припиняється. Тому найбільш небезпечним для деталей трансмісії є надходження нових порцій абразивних частинок ґрунтового пилу.

Абразивне зношування, стирання, задир і викришування робочих поверхонь деталей трансмісії зумовлені впливом низки факторів, діючи на які можна змінювати інтенсивність того чи іншого виду зношування, а отже, і ресурс трансмісії загалом. Для раціонального впливу на ці фактори необхідне їх ретельне вивчення.

1.3 Основні фактори, що визначають ресурс деталей трансмісії трактора

Ресурс трансмісії трактора залежить від її конструктивної досконалості, якості виготовлення, ступеня відновлення під час капітального ремонту, рівня технічної експлуатації та умов експлуатації, зумовлених факторами зовнішнього середовища (рис. 1.1).

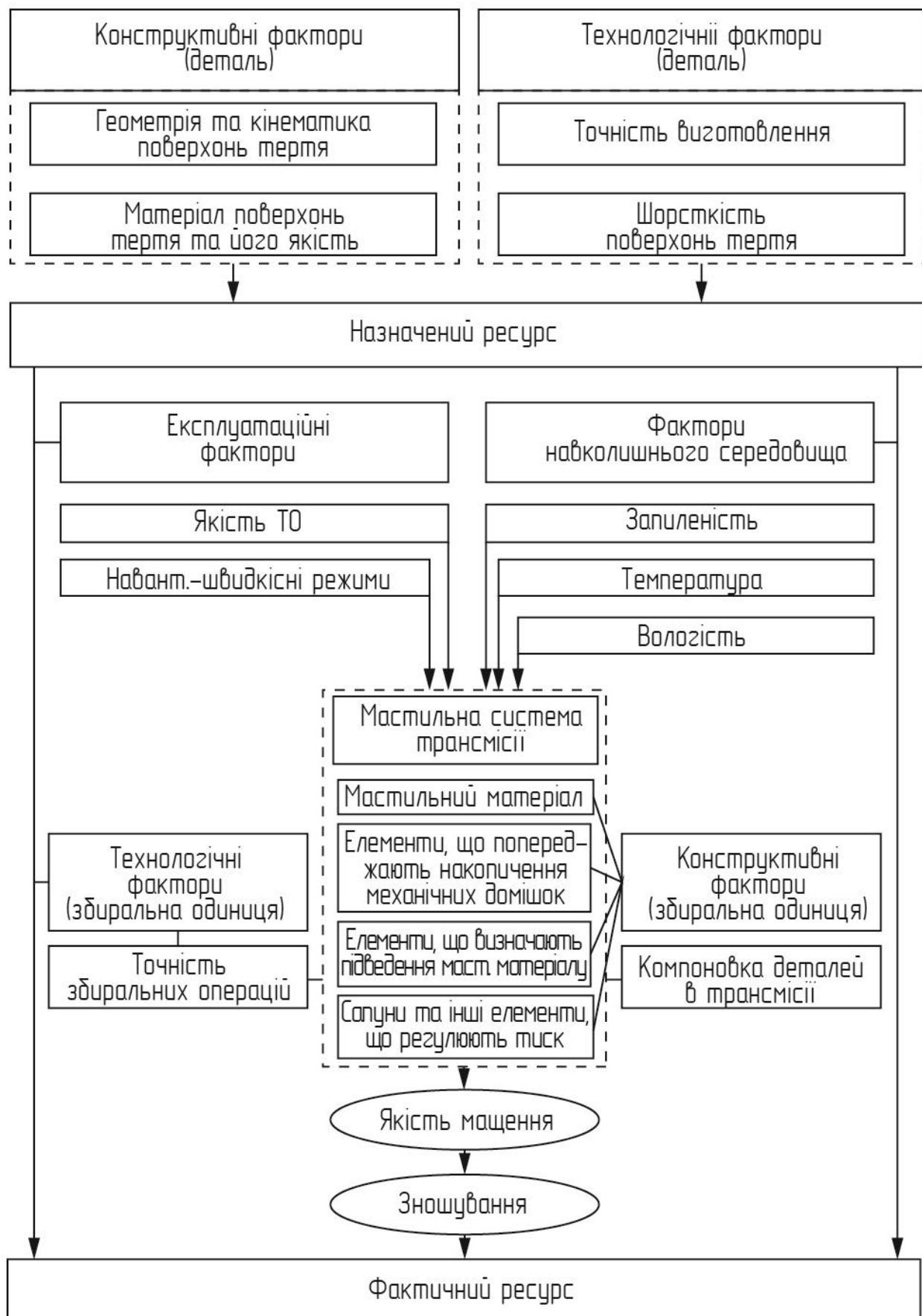


Рисунок 1.1 – Схема впливу факторів на ресурс трансмісії

Вплив конструктивних і технологічних факторів на ресурс, зумовлений зношуванням, описаний в різних працях [1, 8, 12, 13, 15], у яких наведено приклади того, як недосконалість конструкції та порушення технології виготовлення призводять до викришування робочих поверхонь зубів, виходу з ладу підшипників кочення тощо.

Трансмісія трактора є складною трибомеханічною системою, у якій велике значення має система мащення, що забезпечує якісне мащення спряжених деталей. Очевидно, що фактори, які визначають якість мащення, є найбільш значущими [1, 2, 3, 8, 9]. Їх можна поділити на структурні, або внутрішні, та зовнішні фактори.

До структурних належать: режим мащення; мастильний матеріал; ущільнювальні, фільтрувальні та інші елементи, що запобігають накопиченню механічних домішок і води в мастильному матеріалі; сапуни або інші елементи, що регулюють тиск у внутрішній порожнині трансмісії.

До зовнішніх належать експлуатаційні фактори (якість технічного обслуговування, навантажувально-швидкісний режим) і фактори зовнішнього середовища (запиленість, температура, вологість).

Як правило, зубчасті передачі та розташовані всередині підшипники змащуються зануренням в оливу та розбризкуванням. Однак існують конструкції, де такого мащення недостатньо: важконавантажені або особливо складні механізми з важкодоступними для крапель оливи та оливного туману спряженнями потребують примусового підведення оливи. До них олива подається під тиском.

Для підшипників кочення, розташованих у трансмісії, характерний гідродинамічний (рідинний) режим мащення. Гідродинамічний режим мащення необхідний для всіх пар тертя.

Саме він дозволяє у сотні разів зменшити силу і потужність тертя, а також зношування вузлів. Проте в умовах точкового або лінійного контакту поверхонь тертя, характерного для редукторів усіх типів, гідродинамічний режим тертя може виникати лише на периферії контакту. Безпосередньо в зоні контакту

виникає режим граничного мащення з властивими йому підвищеними коефіцієнтами тертя (коефіцієнт тертя μ становить 0,05...0,1, на відміну від 0,003...0,03 при гідродинамічному режимі мащення [6]) і підвищеним виділенням теплоти. Тому одним із найважливіших показників якості трансмісійної оливи є в'язкість та її зміна в залежності від температури [1, 4, 9, 10].

Численні дослідження показали, що температура оливи в трансмісіях більшою мірою залежить від температури навколишнього середовища, інтенсивності тепловіддачі та потужності, що передається трансмісією.

У процесі роботи температура оливи в агрегатах трансмісії змінюється в широких межах – від температури навколишнього повітря на початку роботи до 120...130°C [6].

При зниженні температури повітря підвищується в'язкість олив, збільшуються механічні втрати, виникають додаткові напруження в корпусних деталях трансмісій, що знижує їх ресурс. При підвищенні температури в'язкість олив зменшується, погіршуються їх триботехнічні властивості, зростає зношування, що пов'язано зі зменшенням міцності оливної плівки, і знижується ресурс [8, 9].

При зниженні температури оливи з 20 до -20°C інтенсивність стирання зубів шестерень зростає щонайменше удвічі, а при зниженні до -30°C – у чотири рази. Навпаки, при підвищенні температури з області від'ємних значень інтенсивність зношування поступово зменшується, а потім стабілізується. Причинами зниження зношування вважають краще надходження малов'язкої оливи в зону тертя, повніше відведення теплоти та інтенсивніше видалення продуктів зношування з поверхонь тертя. При досягненні в'язкості 10...20 мм²/с зношування починає швидко зростати, що пов'язано зі зменшенням міцності оливної плівки. Найменша інтенсивність зношування зубчастих коліс спостерігається при температурі оливи +70...+80°C [6].

У роботі [14] визначено оптимальний рівень температури трансмісійної оливи ТМ-3-18 в експлуатаційних умовах – +60...+75 °С, а також запропоновано один зі способів підтримання оптимальної в'язкості трансмісійної оливи шляхом регулювання температури.

Однак зміна в'язкості під час експлуатації пов'язана не лише з температурою, а й з випаровуванням легких фракцій та окисненням вуглеводнів оливи. При вступі кисню повітря в реакцію з молекулами компонентів оливи відбувається утворення нових продуктів – кислот, смол, асфальтенів тощо. Накопичення цих продуктів в оливі спричиняє зміну її фізико-хімічних властивостей, зокрема в'язкості, а також випадіння осадів.

Процес окиснення оливи відбувається тим інтенсивніше, чим більш збуреним є її стан [1]. За регламентованої заводом-виробником експлуатації за період роботи оливи до заміни (1000 мотогодин) в'язкість підвищується в середньому в 1,47 рази, а кислотне число – у 14,3 рази [2]. У роботі [5] запропоновано пристрій, який дозволяє запобігти вільному повітрообміну між картером редуктора й атмосферою в процесі експлуатації. Завдяки цьому темп збільшення в'язкості та окиснення оливи зменшується.

Властивості олив, що залежать від їх якості та наявності присадок, також впливають на зношування деталей трансмісії. Під час експлуатації сучасних тракторів найбільшого поширення набули трансмісійні оливи на мінеральній основі з протизношувальними та протизадирними присадками.

Синтетичні мастильні матеріали є найбільш перспективними матеріалами. Вони можуть працювати в ширшому температурному діапазоні, ніж мінеральні, а також повільніше випаровуються й окиснюються.

До нових ідей у сфері створення мастильних олив можна віднести розроблення високотемпературних базових олив із добрими протизношувальними властивостями та високою термоокиснювальною стабільністю, з використанням біотехнології заміни атомів водню в молекулах органічних кислот на атоми дейтерію.

Розроблено новий клас кремнійорганічних рідин, які не містять жодних присадок і мають унікальні в'язкісно-температурні характеристики, що здатні забезпечувати високу протизношувальну та антифрикційну ефективність при роботі пар тертя «сталь-сталь» у режимі тертя ковзання, зокрема в умовах граничного мащення [4]. Однак перелічені оливи найближчим часом навряд чи набудуть широкого застосування через їх високу вартість порівняно з мінеральними оливами.

Суттєвий вплив на старіння оливи і, відповідно, на погіршення умов роботи деталей трансмісії має накопичення абразивних домішок і води [6]. Так, за літературними даними [9, 10], концентрація абразивних частинок у трансмісійній оливі до моменту її заміни (1000 мотогодин) досягає 0,5% за допустимого значення 0,1%.

Накопичення пилу в мастильному матеріалі до 0,25% за масою призводить до відмови підшипників кочення за 1000 мотогодин при нормативній довговічності, що у 10 разів більша [3]. Вміст води в трансмісійній оливі, в залежності від умов експлуатації, коливається від десятих часток до кількох відсотків, а в окремих випадках – до 5...8% [2], що спричиняє прискорене зношування деталей трансмісії.

У нафтопродуктах вода може бути присутня як у розчиненому стані, так і у вигляді компонента механічної суміші. Вміст води в розчиненому стані є дуже незначним і зазвичай становить тисячні частки відсотка.

Обводнення оливи переважно відбувається під час газообміну, при заправленні обводненою оливою та при просочуванні води через несправні ущільнення.

Наявність води в оливі спричиняє утворення осадів, посилює корозію металу, призводить до спінювання оливи, знижує її мастильні властивості, зменшує вміст присадки внаслідок її розкладання й осадження.

Особливо небезпечною є наявність води в оливі в зимовий період, оскільки вона випадає у вигляді дрібних кристалів.

Накопичена в оливi вода сприяє утворенню водних емульсій i кислот та призводить до відкладення в картері й на деталях двигуна пухких i клейких осадів, які викликають несправність роботи клапанів, системи мащення та закупорювання оливопроводів. Обводнення погіршує умови роботи деталей трансмісії та прискорює їх зношування.

Використання тракторів під час виконання різних сільськогосподарських робіт i на транспорті неминуче відбувається в умовах запиленого навколишнього середовища, коли найдрібніші частинки ґрунту під дією рушіїв трактора та сільськогосподарських знарядь перебувають у повітрі у зваженому стані.

Запиленість навколишнього повітря є змінною величиною, що залежить від багатьох факторів: виду сільськогосподарських робіт, які виконує трактор (при оранці вона становить $0,05 \dots 1,12 \text{ г/м}^3$; при сівбі – $0,2 \dots 2,5$; культивуванні – $0,9 \dots 1,2$; на транспортних роботах – до $2,1$; при плануванні земель – до $3,15 \text{ г/м}^3$ [9]); температури й вологості навколишнього середовища; вологості ґрунту; швидкості руху тракторного агрегату; конструкції ходової частини трактора; швидкості та напрямку вітру; структури ґрунту тощо [5].

Велика кількість пилових частинок знаходиться на відстані 65 см від поверхні землі, тобто практично в зоні «дихання» трансмісії. Запилене повітря оточує трансмісію i піднімається біля задньої стінки кабіни трактора. Вміст пилу в повітрі з висотою зменшується, досягаючи максимального значення біля поверхні землі.

При боковому напрямі вітру пилова хмара зноситься вбік, не розтягуючись у довжину i не скорочуючись. При попутному вітрі хмара стискається, концентрація пилу в ній збільшується, а при зустрічному – розсіюється в довжину, i запиленість повітря зменшується. Уздовж трактора найменша запиленість виникає біля радіатора, а найбільша – біля задньої стінки кабіни [8].

Відомо, що піднятий рушіями трактора ґрунтовий пил не лише осідає на деталях, а й проникає всередину складальних одиниць i агрегатів трансмісії, забруднюючи мастильний матеріал i спричиняючи абразивне зношування.

Ґрунтовий пил потрапляє в трансмісії тракторів під час заливання оливи (забруднене заправне обладнання, заливання оливи в польових умовах без вжиття заходів, що запобігають потраплянню пилу ззовні тощо), у результаті газообміну порожнини трансмісії, під час роботи тракторів, через сапун, ущільнення та інші нещільності трансмісії.

Крім того, абразивні частинки можуть залишатися в трансмісії після її виготовлення або проникати в неї під час неакуратного технічного обслуговування і ремонту, пов'язаних із частковим розбиранням складальних одиниць.

Однак за належного рівня технічної експлуатації трактора основним із перелічених шляхів забруднення трансмісійної оливи є потрапляння пилу внаслідок газообміну через недостатню герметичність складальних одиниць трансмісії.

Загалом газообмін трансмісії трактора з навколишнім середовищем можна подати як суму кількох складових [9]:

$$Q = Q_n + Q_m + Q_v + Q_{vibr} + Q_a + Q_z, \quad (1.1)$$

де Q – загальний газообмін трансмісії, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_n – газообмін, зумовлений насосним ефектом шестерень, що обертаються, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_m – тепловий газообмін, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_v – вітровий газообмін, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_{vibr} – вібраційний газообмін, зумовлений вібрацією корпусних деталей, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_a – газообмін, спричинений зміною атмосферного тиску, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_z – гравітаційний газообмін, $\text{м}^3/\text{с}$.

Нині частку впливу кожної зі складових газообміну не встановлено. Дослідники [7, 9, 12, 15], які займалися питаннями газообміну, виділяли тепловий газообмін як найбільш суттєвий і такий, що постійно діє в умовах неусталеного характеру роботи трактора (макро- і мікрорельєф ґрунту, повороти на поворотній смузі, зупинки, стоянки тощо).

У своїх працях вони наводили відомості про розрідження в початковий період роботи трансмісії, залежність газообміну від частоти обертання валів тощо, що підтверджує суттєвість газообміну, зумовленого насосним ефектом шестерень, що обертається.

Для визначення швидкості газообміну, зумовленого насосним ефектом шестерень, запропоновано рівняння [5]:

$$Q_n = \frac{\pi^2}{15} r_2^2 B n t g \beta, \quad (1.2)$$

де r_2 – радіус кола виступів шестерні, м; B – ширина шестерні, м; n – частота обертання шестерні, с^{-1} ; β – кут профілю зуба, град.

Тепловий газообмін порожнини трансмісії з навколишнім середовищем має досить складну залежність [1].

$$Q_m = \frac{\mu^2 f_e^2}{V} R d\tau \left(\sqrt{T_1^2 + \frac{2T_1 V V dT}{\mu^2 f_e^2 R d\tau^2}} - T_1 \right), \quad (1.3)$$

де μ – коефіцієнт витрати; f_e – площа еквівалентного отвору, що дорівнює сумі площ усіх нещільностей трансмісії, м^2 ; R – питома газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; V – об’єм вільного простору трансмісії, м^3 ; T_1 – початкова температура повітря, К; dT – зміна температури повітря в порожнині трансмісії за малий проміжок часу $d\tau$.

З наведеної формули видно, що тепловий газообмін порожнини трансмісії з навколишнім середовищем зумовлений конструктивними та експлуатаційними факторами; однією з ключових складових є сума площ усіх нещільностей, що характеризує ступінь герметичності трансмісії.

Розглянуті вище фактори вказують на те, що для поліпшення умов роботи деталей трансмісії насамперед необхідно підвищувати її герметичність. У тракторів різних марок понад 50% несправностей від їх загальної кількості пов’язані з незадовільною герметичністю з’єднань [3].

1.4 Аналіз пристроїв, що забезпечують герметичність системи мащення трансмісії

Основним каналом повітрообміну з атмосферою є сапун, на частку якого припадає 85...95% усього повітря, що проходить через систему. Решта 5...15% припадає на ущільнювальні чохли, ущільнювальні елементи вхідних і вихідних валів, а також нерухомі стики кришок і корпусів тракторних трансмісій [7].

1.4.1 Ущільнення нерухомих фланцевих з'єднань

Для забезпечення герметичності нерухомих з'єднань корпусних деталей трансмісій часто використовують плоскі прокладки з твердих матеріалів: прокладковий папір, прокладковий картон товщиною 0,5...1,5 мм, пароніт, гума, корок, шкіра тощо.

Для підвищення надійності ущільнення прокладки змащують герметизувальними складами: суриком, білилами тощо. Однак прокладки з цих матеріалів не завжди забезпечують безвідмовну та довговічну герметичність фланцевих з'єднань.

Нині спостерігається тенденція до використання рідких прокладок, які формуються в процесі складання з'єднання з герметиків і забезпечують вищу герметичність порівняно з твердими прокладками.

При нанесенні герметиків на поверхні фланців вони легко заповнюють мікро- і макронерівності, різні пошкодження, зазори від неплоскостності та непаралельності поверхонь фланців, не потребують високих контактних тисків і після вулканізації мають високу механічну міцність та хімічну стійкість.

Пружні властивості дозволяють рідким прокладкам огинати найбільш високі виступи металевої поверхні, пружно деформуючись при незначних контактних тисках.

У цьому полягає одна з їх ключових переваг. Для деформації твердих прокладок потрібні значні контактні тиски.

Деформація ущільнювача створюється затягуванням різьбових з'єднань, яким же визначається контактний тиск, що суттєво впливає на тиск розгерметизації фланцевих з'єднань.

Таблиця 1.3 – Герметизувальна здатність прокладок із різних матеріалів [4]

Момент затяжки різьбового з'єднання, Н·м	Контактний тиск, МПа	Матеріал прокладки						
		Пароніт	Картон	Авто- герметик	Авто- гермесил	Superflex	Ultra Copper	Ultra Black
		Тиск розгерметизації, МПа						
10	2,97	0*	0*	9,5	13,0	16,0	12,5	14,5
20	5,93	0	0*	10,5	15,5	19,5	15,5	17,0
30	8,91	6	0	12,0	17,0	21,0	17,0	19,5
40	11,88	8	3	18,0	21,0	24,5	22,0	23,5
50	14,85	12	5	22,0	25,0	28,0	25,0	26,5

*Витікання моторної оливи без надлишкового тиску

З табл. 1.3 видно, що рідкі прокладки навіть при контактному тиску 2,97 МПа витримують тиск робочого середовища до 9,5...16,0 МПа, тоді як тверді прокладки не здатні забезпечити герметичність таких з'єднань навіть без надлишкового тиску.

Одним із шляхів вирішення проблеми герметизації нерухомих фланцевих з'єднань є використання рідких прокладок, оскільки прокладки з традиційних твердих матеріалів не забезпечують необхідної герметичності.

Як відомо, у процесі експлуатації затягування послаблюється з низки причин (деформації, вібрації), тому поряд із рідкими прокладками у фланцевих з'єднаннях доцільно застосовувати резервування затягування різьбових з'єднань [3].

1.4.2 Ущільнення валів

Манжета – це один із компонентів триелементної системи, що складається з валу, посадкового отвору та ущільнення (рис. 1.2).

Спосіб, за допомогою якого ці компоненти працюють разом у заданих умовах експлуатації, визначає вибір того чи іншого типу ущільнення. У вузлі вал обертається або переміщується в посадковому отворі.

Зазор між валом і посадковим отвором необхідний для забезпечення цього руху. Функція ущільнення – запобігати витіканню рідини з вузла через цей зазор, а також утримувати тиск і/або захищати конструкцію від потрапляння частинок бруду ззовні.

Для виконання цих функцій ущільнення повинно відповідати двом вимогам: створювати надійне статичне ущільнення між зовнішнім діаметром манжети та посадковим отвором і водночас забезпечувати ефективне динамічне ущільнення між обертовим валом і ущільнювальним елементом.

Правильний вибір ущільнення для кожного конкретного робочого середовища є основою коректного функціонування системи [11].

Найбільш поширеними ущільненнями валів у вітчизняних тракторах є манжети гумові армовані з пружиною.

Хоча початкова вартість манжет є мінімальною, їх роль у тривалості роботи вузла може бути визначальною. Передчасний вихід з ладу ущільнення призводить до проникнення абразивних частинок, що спричиняє прискорене зношування більш дорогих і важливих деталей та складальної одиниці загалом.

Однією з найпоширеніших причин передчасного порушення працездатності ущільнення є неправильне встановлення. Без відповідного інструменту манжета може перекоситися в отворі, мати вм'ятини або розриви еластичного елемента [2].

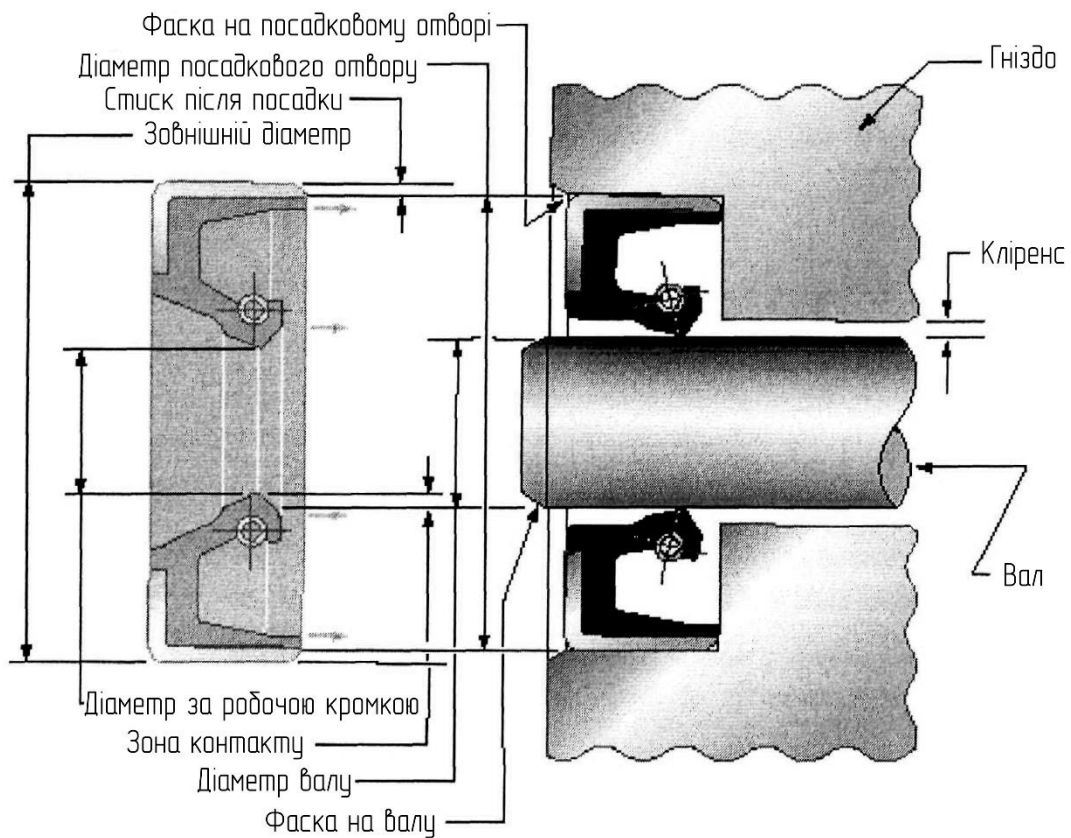


Рисунок 1.2 – Ущільнення валу в зборі

Наслідками недотримання вимог до посадкових поверхонь спряжених деталей (відсутність фасок, задири) є вм'ятини, розриви та подряпини. Поверхня валу, особливо після ремонту, може містити майже (або повністю) невидимі гвинтоподібні канавки, які подібно до бура «перекачують» оливу під ущільнювальним елементом [3].

Незбалансованість валу, його зміщення відносно отвору (що виникає внаслідок зношування підшипників або неточності виготовлення) призводять до підвищеного зношування ущільнення та появи витоків [2].

При хімічній несумісності між матеріалом ущільнення та робочим середовищем відбувається відшарування гуми від каркаса, значне набухання та розм'якшення матеріалу. Перехід із мінеральних олив на синтетичні може спричинити цю проблему [2].

Часто виробники пропонують манжети з гідродинамічними рельєфами, які відводять просочену рідину назад під робочу кромку (рис. 1.3). При встановленні гідродинамічної манжети дуже важливо правильно обрати напрям обертання валу.

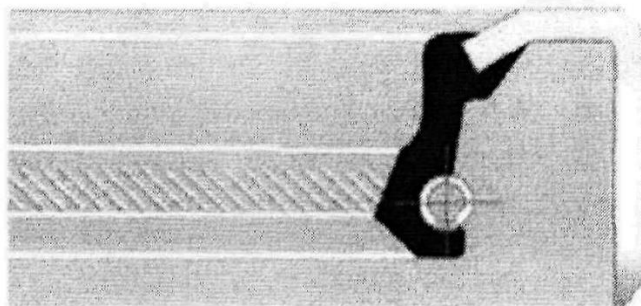


Рисунок 1.3 – Гідродинамічна манжета (обертання проти годинникової стрілки)

Застосування подібних манжет в умовах високої запиленості навколишнього повітря може призвести до потрапляння абразиву разом із відведеною оливою під робочу кромку. Тому в тракторах використання таких ущільнень є недоцільним.

Неправильне встановлення – одна з найпоширеніших причин, що призводять до передчасного виходу з ладу ущільнення. Дотримання вимог і рекомендацій дозволяє уникнути цього та більшості перелічених дефектів.

1.4.3 Сапуни

Сапун – це пристрій, що з'єднує внутрішню порожнину картера механізму з атмосферою для запобігання підвищенню тиску у внутрішній порожнині. Важливою функцією сапуна, поряд із усуненням надлишкового тиску, є захист від потрапляння пилу у внутрішню порожнину картера.

Сапуни тракторів є важливими елементами системи вентиляції агрегатів і механізмів, призначеними для вирівнювання тиску всередині картерів та корпусів вузлів із атмосферним тиском. Вони встановлюються на двигунах, коробках передач, ведучих мостах, гідравлічних системах, редукторах та інших закритих порожнинах, у яких під час роботи виникають перепади температури й тиску. Основним призначенням сапуна є запобігання надлишковому тиску або

розрідженню всередині агрегату, що може призвести до витікання оливи через ущільнення, пошкодження сальників або потрапляння пилу й вологи всередину механізму.

Принцип роботи сапуна полягає у забезпеченні контрольованого обміну повітря між внутрішнім об'ємом агрегату та навколишнім середовищем. Під час нагрівання оливи і деталей у процесі роботи трактора повітря в картері розширюється, створюючи надлишковий тиск. Через сапун цей тиск скидається назовні. Після зупинки та охолодження агрегату об'єм повітря зменшується, і через сапун у систему надходить атмосферне повітря. Для запобігання потраплянню забруднень конструкція сапунів часто містить фільтрувальні елементи, лабіринтові канали або клапани.

У двигунах внутрішнього згоряння тракторів сапуни картера виконують також функцію вентиляції картерних газів. Частина газів із камери згоряння проривається через поршневі кільця до картера, утворюючи так звані картерні гази. Якщо їх не відводити, у картері двигуна підвищується тиск, погіршуються умови роботи мастильної системи та прискорюється старіння моторної оливи. Тому система вентиляції картера через сапун забезпечує відведення цих газів, зменшує утворення конденсату й підтримує нормальний режим роботи двигуна.

На сучасних тракторах застосовуються відкриті та закриті системи вентиляції. У відкритих системах картерні гази відводяться безпосередньо в атмосферу, а у закритих — повертаються у впускну систему двигуна для подальшого допалювання. Закриті системи є більш екологічними та відповідають сучасним вимогам щодо зниження шкідливих викидів.

Несправність сапунів може призвести до серйозних наслідків для роботи трактора. Засмічення сапуна викликає підвищення внутрішнього тиску в агрегаті, через що виникають витіки оливи, видавлювання ущільнень та прискорене зношування деталей. Навпаки, пошкоджений або відсутній сапун сприяє потраплянню пилу, води та бруду в мастильну систему, що особливо небезпечно під час роботи трактора в польових умовах. Тому під час технічного

обслуговування тракторів необхідно регулярно перевіряти стан сапунів, очищати їх від забруднень і контролювати герметичність з'єднань.

Таким чином, сапуни є невеликими за розмірами, але надзвичайно важливими елементами тракторних систем, від справності яких значною мірою залежить надійність роботи двигуна, трансмісії та інших агрегатів машини.

Конструкції сапунів, що застосовуються в тракторних трансмісіях, відзначаються значною різноманітністю, з різними фільтрувальними елементами (рис. 1.4) [7, 9, 15, 16, 17].

Основними складовими сапунів, що використовуються в тракторних трансмісіях, є корпус і фільтрувальний елемент. В якості фільтрувального елемента застосовують пінополіуретан (МТЗ-80, Т-25А), металеву «плутанку» (ДТ-75, ДТ-75М), капронову плутанку (Т-150К), пакет металевих сіток (К-700А, К-701).

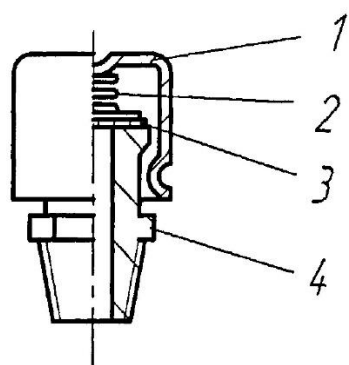
В умовах підвищеної запиленості під час роботи трактора пиломісткість і пропускна здатність фільтрів мають велике значення, оскільки при засміченні фільтра сапуна рух повітря з абразивними частинками пилу через ущільнювальні елементи збільшується у 5...10 разів.

Основними недоліками конструкцій сапунів, що застосовуються в тракторних трансмісіях, є: мала пиломісткість; відсутність можливості самоочищення фільтрувального елемента; неможливість розбирання багатьох із них, що унеможлиблює якісне промивання набивки сапуна.

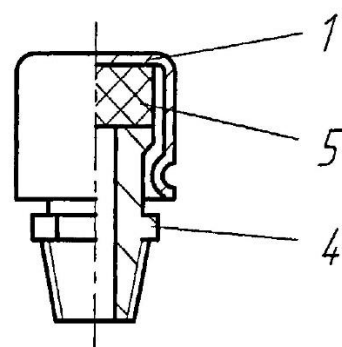
Крім того, в деяких сапунах захист від потрапляння пилу взагалі не передбачений. Так, наприклад, сапун заднього мосту Т-150К клапанного типу має суттєвий недолік: при охолодженні в порожнині трансмісії виникає значне розрідження, і газообмін із навколишнім середовищем у цьому випадку відбувається через нещільності.

У результаті в порожнину заднього мосту надходить неочищене повітря.

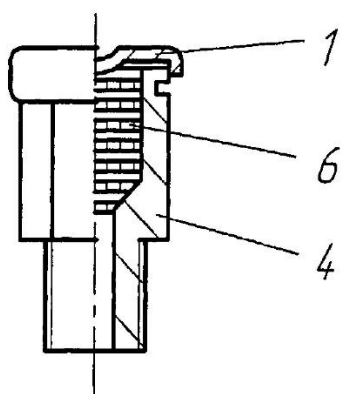
Сапун трактора Т-150, Т-150К



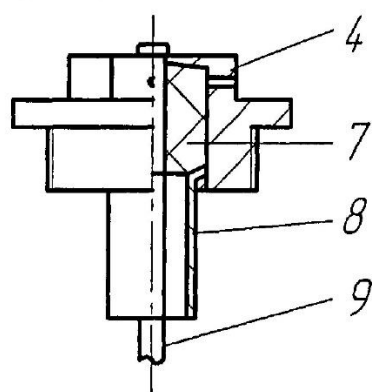
Сапун трактора Т-25А



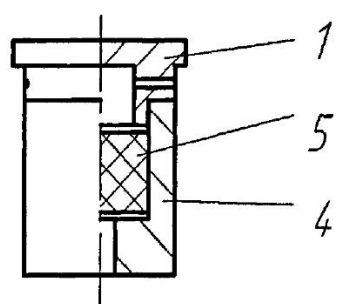
Сапун трактора К-701



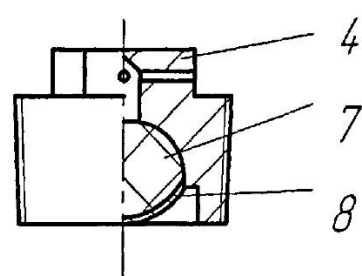
Сапун трактора ДТ-75М



Сапун трактора МТЗ-80

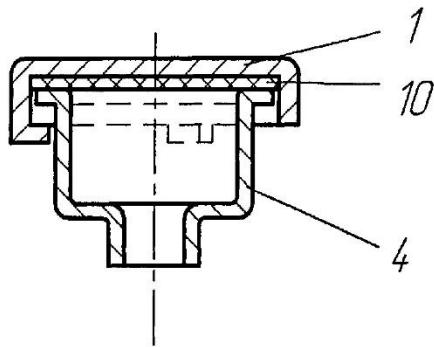


Сапун трактора Т-150К

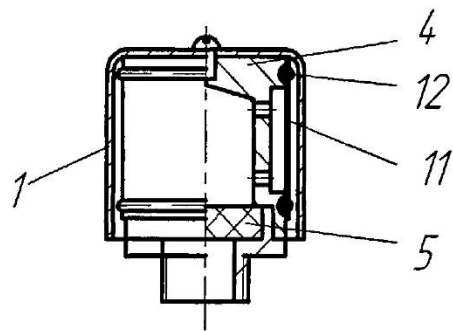


а

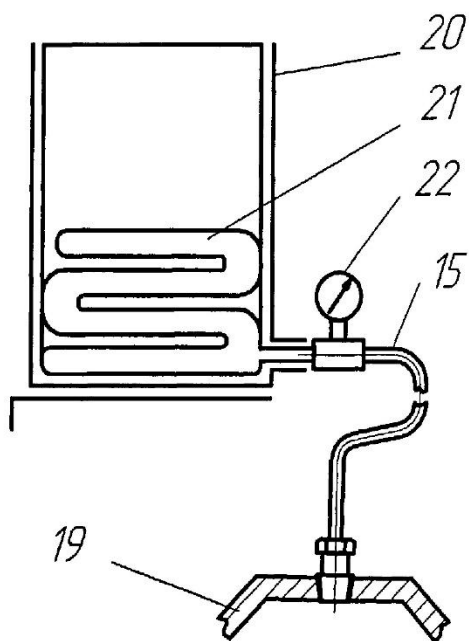
Сапун №2088832



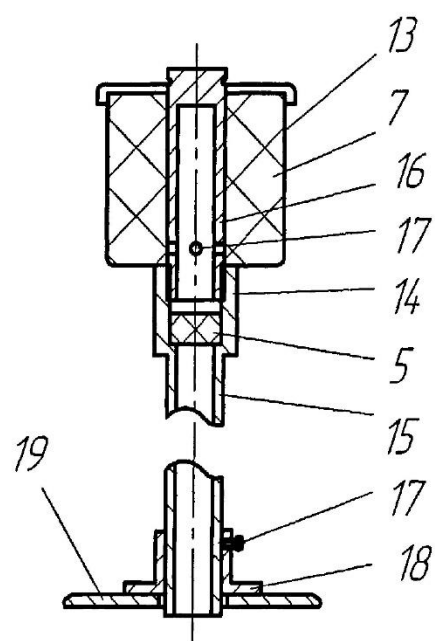
Сапун трактора (Янзин В.М.)



Сапун №2159885



Сапун №1243775



6

1 – кришка; 2 – пружина; 3 – прокладка гумова; 4 – корпус; 5 – пінополіуретан; 6 – пакет металевих сіток; 7 – дріт; 8 – оливовідбивна фіксувальна пластина; 9 – щуп; 10 – демпфувальна прокладка; 11 – фільтрувальна штора; 12 – кільце пружинне; 13 – корпус першого ступеня фільтрації; 14 – корпус другого ступеня фільтрації; 15 – подовжений трубчастий вихід; 16 – порожнистий стрижень корпусу першого ступеня фільтрації; 17 – гвинт; 18 – напрямна; 19 – корпус трансмісії; 20 – еластичний балон; 21 – стакан; 22 – манометр

Рисунок 1.4 – Конструкції сапунів

Велике значення для працездатності сапуна має місце його встановлення. Наприклад, сапуни тракторів ДТ-75М і МТЗ-80 встановлені в зоні основного силового циліндра, де спостерігається найбільша запиленість повітря під час виконання сільськогосподарських робіт.

Це призводить до прискореного забруднення сапуна, збільшення його опору і, як наслідок, до виникнення розрідження або надлишкового тиску в порожнині трансмісії.

Удосконаленню конструкцій сапунів присвячено роботи багатьох дослідників. У сапуні конструкції [7] підвищено пиломісткість за рахунок двоступеневої фільтрації повітря: менш щільний і більш пиломісткий перший ступінь затримує великі частинки забруднень, другий (більш щільний) – дрібнодисперсні.

Крім того, сапун має подовжений трубчастий вихід, що дозволяє перемістити його на потрібний рівень для забору менш забрудненого повітря. У сапуні конструкції [9], який характеризується великою пиломісткістю та малим опором, передбачено можливість самоочищення за рахунок вертикального розташування фільтрувального елемента з пористого картону.

Принципово новий підхід до усунення підвищення тиску та потрапляння пилу в порожнину трансмісії трактора запропоновано в роботі [11]. Розроблений сапун (рис. 1.3) оснащений еластичним балоном і з'єднаний з картером редуктора трубопроводом, що виключає вільний повітрообмін між атмосферою та картером редуктора.

Важливою перевагою такого сапуна є збільшення строку служби оливи за рахунок зниження швидкості її окиснення.

Оскільки газообмін зумовлений не лише тепловим розширенням, а, в окремих випадках, супроводжується виникненням розрідження [9], у запропонованій конструкції необхідно передбачити порожнину із запасом повітря для його компенсації. У традиційних сапунах розрідження компенсується за рахунок проникнення забрудненого повітря через нещільності, що є неприпустимим.

На підставі проведеного аналізу пристроїв, що забезпечують герметичність трансмісії, можна зробити висновок про актуальність досліджень у напрямі розроблення сапунів, які виключають вільний газообмін і мають компенсаційну повітряну порожнину.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ

2.1 Теоретичні передумови до розробки сапунів нової конструкції

Як відомо, частинки пилу мають високу твердість, тому спричиняють абразивне зношування поверхонь тертя деталей трансмісії.

Швидкість абразивного зношування деталей визначається за формулою [1]:

$$I = 4 \cdot 10^2 \frac{AK}{M}, \quad (2.1)$$

де A , K , M – фактори, що характеризують відповідно абразивний вплив (A), механічні властивості матеріалів (M) та кінематичні і геометричні параметри спряження (K).

В свою чергою, фактор, що характеризує абразивний вплив, визначається за формулою:

$$A = \varepsilon^{2/3} \sigma^{2,5} R^{0,5}, \quad (2.2)$$

де ε – концентрація абразивних частинок, %; σ – умовне напруження стискання частинки (руйнівне навантаження, поділене на площу її максимального перерізу), Па; R – середній радіус частинок, м.

З урахуванням формули (2.2) формула (2.1) набуде вигляду:

$$I = 4 \cdot 10^2 \varepsilon^{2/3} \sigma^{2,5} R^{0,5} \frac{K}{M}. \quad (2.3)$$

Із формули (2.3) видно, що на швидкість абразивного зношування деталей істотно впливає концентрація абразивних частинок в оливі, яку можна визначити з виразу:

$$\varepsilon = \frac{m}{M + m} 100, \% \quad (2.4)$$

де m – маса абразивних частинок, кг; M – маса трансмісійної оливи, кг.

Маса абразивних частинок пилу в оливі є функцією від різних змінних (параметрів):

$$m = f(\varphi, V, f_n), \quad (2.5)$$

де φ – запиленість повітря, кг/м^3 ; V – об’єм повітря, що надійшов у порожнину трансмісії при газообміні, м^3 ; f_n – сумарна площа нещільностей, м^2 .

Оскільки запиленість повітря в процесі експлуатації трансмісії є змінною величиною, для розрахунків слід використовувати її середнє значення $\varphi_{\text{сер}}$.

Під час експлуатації трактора відбувається безперервна зміна температурного режиму трансмісії, що зумовлена зміною навантажувально-швидкісних режимів роботи агрегату, його технічним станом, умовами навколишнього середовища, організацією роботи тощо. Газообмін відбувається безперервно і супроводжується як витіканням з порожнини трансмісії певного об’єму повітря, так і його надходженням. Якщо прийняти, що в порожнині трансмісії надлишковий тиск є незначним ($p_{\text{над}} \approx 0$), і врахувати коливання тиску, що спричинені зміною температури $p(T)$ та насосним ефектом від зубчастих коліс p_n , то об’єм повітря, що надійшов (або витік) за зміну V визначається з виразу [2]:

$$V = \sum_{i=1}^t \frac{V_1}{T_{1i}} \frac{(1 + T_{1i} k_v)}{(1 - \Delta T_i k_v)} \Delta T + \sum_{i=1}^n \frac{V_1}{p_{1i}} \frac{\pi^2 n_1^2 k_{N1}}{3600} \rho_{C1}, \quad (2.6)$$

де V_1 – об’єм вільного простору трансмісії, м^3 ; T_1 – температура навколишнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; ΔT – зміна температури; p_1 – атмосферний тиск, Па ; k_v , n_1 , k_{N1} – конструктивно-експлуатаційні фактори; ρ_C – густина суміші, кг/м^3 ; t – кількість змін тиску $p(T)$; n – кількість змін тиску p_n .

За період експлуатації об’єм повітря, що надійшов (або витік), дорівнює:

$$V = \sum_{i=1}^h V_i, \quad (2.7)$$

де V_i – об’єм повітря, що надійшов (або витік) за зміну, м^3 ; h – кількість змін.

З іншого боку, цей об’єм визначається як:

$$V = \mu f \int_0^{\tau} \frac{dx}{dt} d\tau, \quad (2.8)$$

де μ – опір витіканню або коефіцієнт витрати; f – сумарна площа отворів сапуна та нещільностей (площа перерізу), через які відбувається газообмін, м².

Якщо за період експлуатації τ кількість повітря, що надійшло (або витекло), віднесена до перерізу f , становить ΔX , то формула (2.8) набуде вигляду:

$$V = \mu f \Delta X. \quad (2.9)$$

Газообмін порожнини трансмісії з навколишнім середовищем відбувається як через сапун, так і через нещільності:

$$\mu f = \mu_c f_c + \mu_n f_n, \quad (2.10)$$

де μ_c , μ_n – коефіцієнти витрати (опори витіканню) сапуна та нещільностей відповідно; f_c , f_n – площі перерізу еквівалентного отвору сапуна та нещільностей відповідно, м².

Навіть за повністю справних ущільнень трансмісії встановлені на них сапуни не забезпечують повного очищення повітря, що надходить, від пилу, оскільки мають досить високий коефіцієнт пропускання k_ϕ [3]. При несправних ущільненнях, надходження абразивних частинок пилу відбувається інтенсивніше. Маса абразивних частинок пилу дорівнює:

$$m = \varphi_{сер} \Delta X (\mu_c f_c k_\phi + \mu_n f_n). \quad (2.11)$$

Підставляючи вираз (2.11) у формулу (2.4) та приймаючи $M + m \approx M$, з огляду на те, що $M \gg m$, отримаємо:

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{сер} \Delta X (\mu_c f_c k_\phi + \mu_n f_n)}{M} 100, \%. \quad (2.12)$$

З урахуванням формули (2.12), формула (2.3) набуде вигляду:

$$I = 4 \cdot 10^{3,33} \left(\frac{\varphi_{сер} \Delta X (\mu_c f_c k_\phi + \mu_n f_n)}{M} \right)^{2/3} \sigma^{2,5} R^{0,5} \frac{K}{M}. \quad (2.13)$$

Аналіз цього виразу показує, що для зниження швидкості абразивного зношування деталей трансмісії трактора в умовах експлуатації насамперед

необхідно підвищувати герметичність трансмісії ($\mu_n f_n \rightarrow 0$) і зменшувати коефіцієнт пропускання сапунів ($k_\varphi \rightarrow 0$).

У зв'язку з цим можна сформулювати такі основні вимоги до сапунів:

- сапун повинен забезпечувати високу якість очищення повітря, що надходить у трансмісію (коефіцієнт пропускання $k_\varphi = 0$);
- еквівалентний отвір сапуна ($\mu_c f_c$) має підтримувати надлишковий тиск у порожнині трансмісії близьким до нуля протягом усього часу її роботи;
- еквівалентний отвір сапуна ($\mu_c f_c$) повинен бути значно більшим за еквівалентний отвір нещільностей ($\mu_n f_n$) для забезпечення високої частки загального газообміну через сапун ($\Delta X_c \gg \Delta X_n$).

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ЗАПРОПОНОВАНОГО САПУНА ТА ЙОГО ОСНОВНИХ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ

3.1 Запропонована конструкція сапуна

З урахуванням наведених вимог розроблено сапун редуктора (рис. 3.1), який складається з еластичного балона 1, що містить порожнину для компенсації розрідження 2, прикріпленої до нього рамки 3, та двох пружин стискання 4, які обмежують вільне опускання балона 1.

Рамка 3, пружини 4 та еластичний балон 1 встановлені на рамі 5. Еластичний балон 1 за допомогою трубопроводу 6 з'єднаний зі штуцером 7, який приєднаний до картера 8 редуктора. Еластичний балон 1 закритий захисним ковпаком 9. Сапун встановлюється у зручному для доступу місці мобільної машини. Для контролю герметичності до трубопроводу 6 під'єднується манометр 10, який за допомогою патрубку 11 може бути виведений у кабінку мобільної машини.

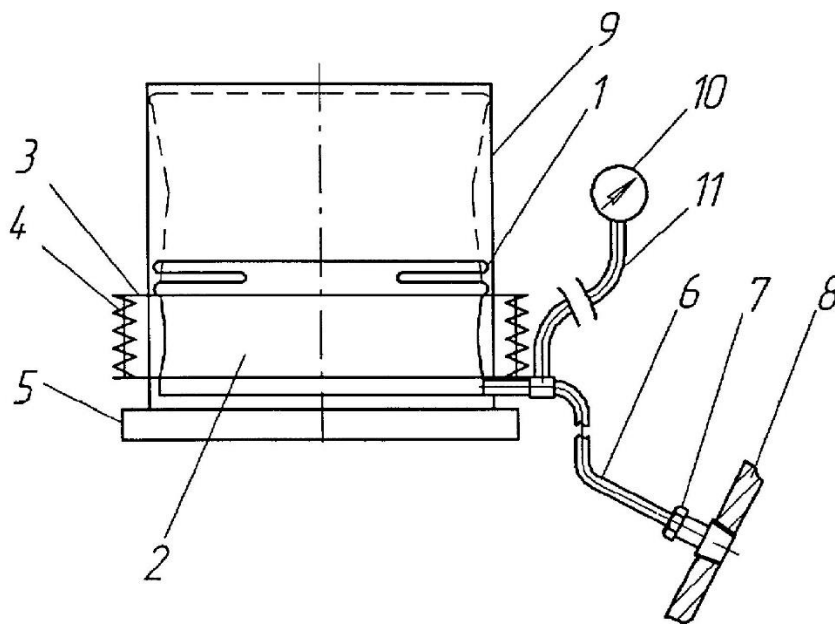


Рисунок 3.1 – Сапун редуктора (найменування позицій – у тексті)

Сапун працює таким чином.

Під час розширення повітря, що нагрівається в картері 8, воно надходить через трубопровід 6 в еластичний балон 1, який під дією повітря розправляється.

При розрідженні повітря в редукторі, що охолоджується, воно з балона 1 під дією атмосферного тиску надходить у картер 8, і балон складається на рамку 3.

При цьому відбувається стискання пружин 4, які підібрані таким чином, що їх жорсткість не перевищує сили розрідження, яке виникає в картері 8, а робочий хід забезпечує запас повітря в порожнині для компенсації розрідження 2.

У результаті, в картері 8 тиск постійно вирівнюється відносно атмосферного без повітрообміну з атмосферою, що запобігає потраплянню в нього пилоподібних абразивних частинок із навколишнього середовища, які прискорюють зношування деталей редуктора, а також виключає потрапляння в картер 8 атмосферного кисню, що знижує строк служби оливи.

3.2 Розрахунок коефіцієнта швидкісного режиму k_N трансмісії трактора Т-150К для третьої передачі

Для розрахунку основних показників сапуна, визначимо коефіцієнт швидкісного режиму k_N трансмісії трактора Т-150К для третьої передачі, кінематична схема якого наведена на рис. 3.2.

Кінематична схема трактора Т-150К визначає послідовність передавання крутного моменту від двигуна до ведучих коліс і робочих механізмів машини. Вона відображає взаємозв'язок основних агрегатів трансмісії, ходової частини та допоміжних приводів, забезпечуючи реалізацію тягового зусилля трактора під час виконання транспортних і польових робіт.

Основою кінематичної схеми трактора є дизельний двигун, від якого крутний момент через муфту зчеплення передається на коробку передач. Муфта зчеплення забезпечує короткочасне роз'єднання двигуна і трансмісії під час перемикання передач та запуску двигуна. На тракторі Т-150К застосовується механічна трансмісія з багатоступеневою коробкою передач, яка дозволяє змінювати швидкість руху та тягове зусилля залежно від умов експлуатації.

Від коробки передач крутний момент передається на роздавальну коробку та карданні передачі, які забезпечують привід переднього і заднього ведучих

мостів. Таким чином реалізується повний привід трактора, що значно підвищує його прохідність і тягові характеристики на ґрунтах із низькою несучою здатністю. Передній та задній мости оснащені головними передачами і диференціалами, через які момент передається на півосі та ведучі колеса.

Особливістю кінематичної схеми трактора Т-150К є шарнірно-зчленована рама. Поворот трактора здійснюється не за рахунок повороту коліс, а шляхом взаємного повороту передньої та задньої напіврам у горизонтальній площині за допомогою гідроциліндрів рульового керування. Така конструкція забезпечує добру маневреність машини при значних габаритах і високій масі.

Крім основної трансмісії, кінематична схема трактора включає привід валу відбору потужності, гідравлічної системи та допоміжних агрегатів. Вал відбору потужності призначений для передавання енергії до причіпних і навісних сільськогосподарських машин. Привід гідросистеми забезпечує роботу навісного механізму, рульового керування та інших гідрофікованих систем трактора.

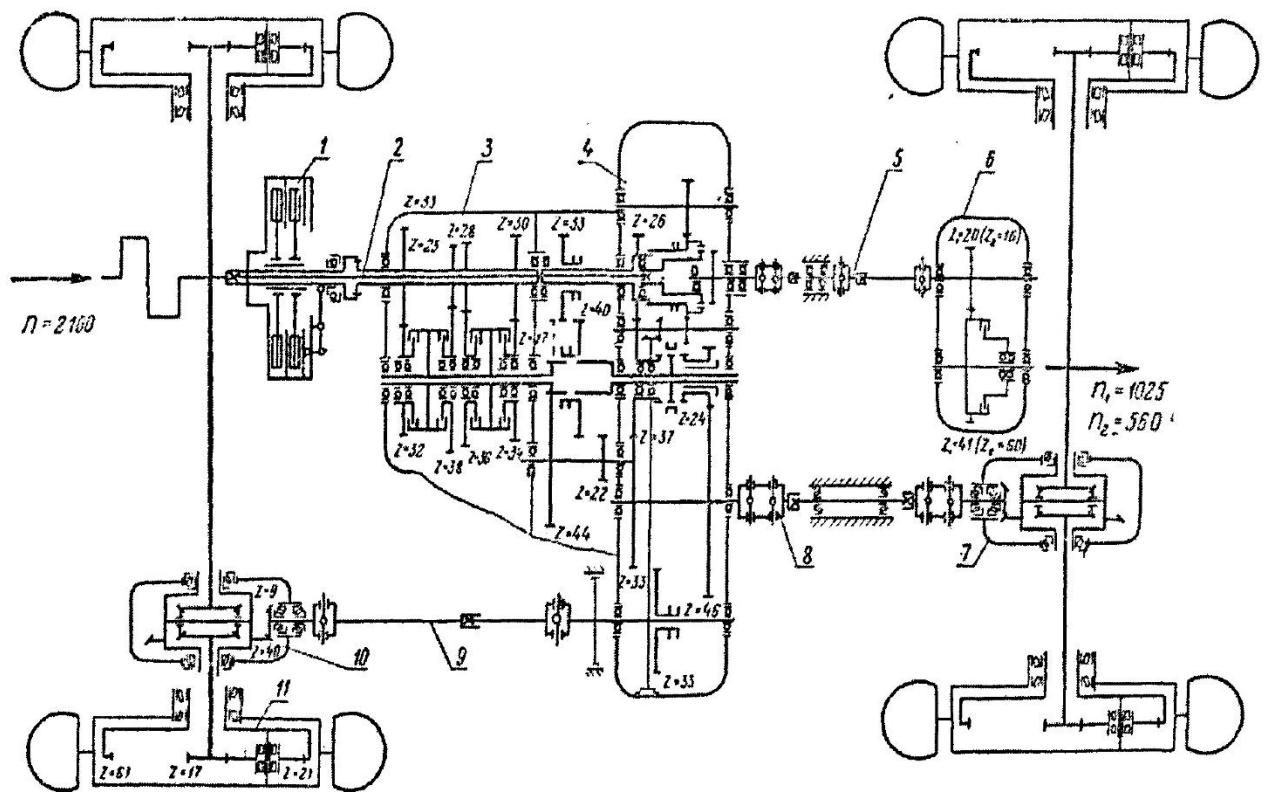
Загалом кінематична схема трактора Т-150К характеризується раціональним розподілом потужності між агрегатами, високою прохідністю, можливістю роботи з широким спектром сільськогосподарських машин і достатньою надійністю в умовах значних тягових навантажень.

Визначимо значення k_N за формулою:

$$k_N = \sum_{i=1}^k u_i^{-2} r_i (d_{ai} - d_{fi}), \quad (3.1)$$

де k – кількість зубчастих коліс (ЗК), що одночасно обертаються; u_i – передавальне відношення; r_i – радіус ділильного кола i -го ЗК, м; d_{ai} – діаметр кола виступів i -го колеса, м; d_{fi} – діаметр кола западин i -го колеса, м.

Результати розрахунків наведені в табл. 3.1.



1 – муфта зчеплення; 2 – торсіонний вал незалежного приводу ВВП; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – карданна передача ВВП; 6 – редуктор ВВП; 7 – задній міст; 8 – карданна передача до заднього мосту; 9 – карданна передача до переднього мосту; 10 – передній міст; 11 – планетарний редуктор

Рисунок 3.2 – Кінематична схема трактора Т-150К

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків коефіцієнта швидкісного режиму k_N трансмісії трактора Т-150К для третьої передачі

Число зубів коlesa z_i	Характеристика зацеплення	u_i	$r_i, 10^{-3}, \text{м}$	$d_{ai}, 10^{-3}, \text{м}$	$d_{fi}, 10^{-3}, \text{м}$	$k_{Ni}, 10^{-6}$
18	$\frac{36}{28}$	1,286	36	80	62	392
20	$\frac{36}{28} \frac{44}{18}$	3,143	40	88	70	73
23	1	1	34,5	75	61,5	466
25	1	1	50	108	90	900
26	$\frac{36}{28} \frac{39}{31} \frac{37}{33} \frac{26}{37}$	1,274	52	112	94	576
28	1	1	56	120	102	1008
31	$\frac{36}{28}$	1,286	77,5	165	142,5	1055
32	$\frac{36}{28} \frac{39}{31} \frac{37}{33} \frac{26}{37}$	1,274	48	102	88,5	399
32	$\frac{32}{33}$	0,970	48	102	88,5	689
33	1	1	49,5	105	91,5	668
33	$\frac{36}{28} \frac{39}{31}$	1,618	49,5	105	91,5	255
36	$\frac{36}{28}$	1,286	72	152	134	784
37	$\frac{36}{28} \frac{39}{31} \frac{37}{33}$	1,814	74	156	138	405
38	$\frac{38}{25}$	1,520	76	160	142	592

Продовження табл. 3.1

39	$\frac{36}{28} \frac{39}{31}$	1,618	87,75	184,5	164,25	679
40	$\frac{40}{23}$	1,739	80	168	150	476
42	$\frac{36}{28}$	1,286	63	132	118,5	515
44	$\frac{36}{28} \frac{44}{18}$	3,143	88	184	166	160
$k_N, 10^{-6}$						10093
k_N						0,01

3.3 Розрахунок параметрів сапуна трансмісії трактора Т-150К

Основними параметрами сапуна є: об'єм еластичного балона V_C , об'єм порожнини для компенсації розрідження V'_C , площа перерізу трубопроводу f_{mp} .

Розроблений сапун, що встановлюється на трактор Т-150К, з'єднаний із порожнинами коробки передач і двома ведучими мостами, тому об'єм балона сапуна є сумою об'ємів газу, що вийшов із приєднаних порожнин. Об'єм балона визначаємо, використовуючи формулу (2.6) – табл. 3.2.

Об'єм порожнини для компенсації розрідження визначаємо, використовуючи формулу:

$$V'_C = V_1 \frac{p_n}{p_1 + p_n}, \quad (3.2)$$

Результати розрахунку записуємо до табл. 3.3

Таблиця 3.2 – Розрахунок об'єму балону сапуну

Параметр	Позначення	Значення
Об'єм вільного простору трансмісії, м ³		
– коробки перемикавання передач	$V_{1КПП}$	$37,5 \cdot 10^{-3}$
– ведучого мосту	$V_{1ВМ}$	$34 \cdot 10^{-3}$
Початкова температура оливи, К	T_1	298
Зміна температури		
– коробки перемикавання передач	$\Delta T_{КПП}$	70
– ведучого мосту	$\Delta T_{ВМ}$	50
Коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості трансмісії трактора, К ⁻¹		
– коробки перемикавання передач	$k_{VKПП}$	$-4,6 \cdot 10^{-4}$
– ведучого мосту	k_{VBM}	$-5,3 \cdot 10^{-4}$
Початковий тиск газу в просторі трансмісії, Па	p_1	10^5
Частота обертання первинного валу, хв ⁻¹	n_1	2100
Коефіцієнт, що характеризує швидкісний режим трансмісії трактора, м ²		
– коробки перемикавання передач	$k_{НКПП}$	0,01
– ведучого мосту	k_{NBM}	0,004
Густина оливного туману, кг/м ²		
– коробки перемикавання передач	$\rho_{2КПП}$	80
– ведучого мосту	$\rho_{2ВМ}$	30
Об'єм повітря, що вийшов із коробки передач, м ³	$V_{КПП}$	$11 \cdot 10^{-3}$
Об'єм повітря, що вийшов із ведучих мостів, м ³	$V_{ВМ}$	$11 \cdot 10^{-3}$
Розрахунковий об'єм балону сапуну, м ³	V_{PC}	$22 \cdot 10^{-3}$

Таблиця 3.3 – Розрахунок об'єму порожнини для компенсації розрідження

Параметр	Позначення	Значення
Тиск, що викликаний насосною дією зубчастих коліс трансмісії, Па		
– коробки перемикач	$p_{нКПП}$	$9,67 \cdot 10^3$
– ведучого мосту	$p_{нВМ}$	$1,45 \cdot 10^3$
Об'єм, що необхідний для компенсації розрідження в КПП, м ³	$V'_{КПП}$	$3,3 \cdot 10^{-3}$
Об'єм, що необхідний для компенсації розрідження в ведучих мостах, м ³	$V'_{ВМ}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$
Розрахунковий об'єм порожнини для компенсації розрідження	V'_{PC}	$4,3 \cdot 10^{-3}$

Для врахування змін факторів зовнішнього середовища, об'єм порожнини для компенсації розрідження приймаємо $V'_C = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Площу перерізу трубопроводу f_{mp} визначаємо, використовуючи формулу:

$$f_{mp} = \frac{V'_C}{\mu \omega \tau}. \quad (3.3)$$

Результати розрахунку записуємо до табл. 3.4

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку площі перерізу трубопроводу

Параметр	Позначення	Значення
Сумарний коефіцієнт опору (за довжиною, місцеві тощо)	μ	0,5
Швидкість на початку витікання, м/с	ω	145
Час витікання об'єму V'_C	τ	3
Розрахункова площа перетину труби, м ²	f_{mp}	$2 \cdot 10^{-5}$

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

На підставі проведених досліджень встановлено, що для підвищення ресурсу трансмісії шляхом поліпшення герметичності системи мащення в умовах високої запиленості навколишнього повітря доцільно рекомендувати використання сапуна редуктора.

Розроблений сапун редуктора рекомендовано для механічних трансмісій сільськогосподарських і промислових тракторів, а також дорожньо-будівельної техніки, що працює в умовах високої запиленості навколишнього середовища. Він є простим у виготовленні та обслуговуванні, придатний для переобладнання (модернізації) машин, які вже перебувають в експлуатації.

Для оцінювання економічної ефективності від реалізації практичних заходів із поліпшення герметичності системи мащення трансмісії трактора нижче наведено розрахунок ефекту від підвищення ресурсу трансмісії, що досягається завдяки поточному вдосконаленню (модернізації) трансмісії в процесі експлуатації шляхом встановлення сапуна редуктора. Техніко-економічні показники обчислювалися за загальноприйнятою методикою [10].

4.1 Визначення витрат на модернізацію системи мащення трансмісії трактора

Додаткові витрати на модернізацію трансмісії трактора визначаються за формулою:

$$\Delta B = B_{обл} - B_{зн} + B_{монт} + B_{нал} + H_{накл}, \quad (4.1)$$

де $B_{обл}$ – вартість обладнання, що додатково встановлюється на трактор, грн; $B_{зн}$ – вартість знятих агрегатів, які можна використати як запасні частини або реалізувати ($B_{зн} = 0$ грн); $B_{монт}$ – витрати на монтажні роботи, грн; $B_{нал}$ – витрати на налагодження обладнання, грн; $H_{накл}$ – загальновиробничі накладні витрати, пов'язані з модернізацією трансмісії, грн.

Вартість обладнання $B_{обл}$ визначається за формулою:

$$B_{обл} = B_{кд} + B_{ор} + B_{пок} + B_{зн} + B_{доп} + B_{накл}, \quad (4.2)$$

де $B_{\kappa\delta}$ – витрати на виготовлення корпусних деталей, рам, каркасів, грн; B_{op} – витрати на виготовлення оригінальних деталей, грн; $B_{пок}$ – вартість покупних деталей, грн; $B_{зн}$ – повна заробітна плата з нарахуваннями на соціальні потреби виробничих робітників, зайнятих складанням конструкції, грн; $B_{доп}$ – витрати на допоміжні матеріали (2...4% від основних), грн; $B_{накл}$ – загальновиробничі накладні витрати на виготовлення конструкції, грн.

Витрати на виготовлення корпусних деталей:

$$B_{\kappa\delta} = B_{mat} + Z_{вр}, \quad (4.3)$$

де B_{mat} – вартість матеріалу, грн; $Z_{вр}$ – оплата праці виробничих робітників з нарахуваннями на соціальні потреби, грн.

$$B_{mat} = \Pi_m m_z, \quad (4.4)$$

де Π_m – ціна одного кілограма металу (готових деталей), грн/кг; m_z – маса заготовки, кг.

Оплата праці з нарахуваннями на соціальні потреби виробничих робітників:

$$Z_{вр} = Z_{осн} + Z_{доп} + Z_{соц}, \quad (4.5)$$

де $Z_{осн}$ – основна заробітна плата, грн; $Z_{доп}$ – додаткова заробітна плата, грн; $Z_{соц}$ – відрахування на соціальні потреби, грн.

Основна заробітна плата:

$$Z_{осн} = T_{виг} \cdot C_m, \quad (4.6)$$

де $T_{виг}$ – трудомісткість виготовлення, люд.-год; C_m – годинна тарифна ставка ($C_m = 52$ грн/год).

Додаткова заробітна плата:

$$Z_{доп} = (K_\delta - 1) Z_{осн}, \quad (4.7)$$

де K_δ – коефіцієнт доплат ($K_\delta = 1,125$).

Відрахування на соціальні потреби:

$$Z_{соц} = \frac{P_{соц}}{100} Z_{осн}, \quad (4.8)$$

де $P_{соц}$ – відсоток відрахувань ($P_{соц} = 27\%$).

Витрати на виготовлення оригінальних деталей:

$$B_{ор} = B_{мат.ор} + З_{ор}, \quad (4.9)$$

де $B_{мат.ор}$ – вартість матеріалу заготовок, грн; $З_{ор}$ – заробітна плата з нарахуваннями, грн.

$$B_{мат.ор} = m_{ор} \cdot Ц_з, \quad (4.10)$$

де $m_{ор}$ – маса заготовки, кг; $Ц_з$ – ціна заготовки, грн/кг.

Оплата праці для оригінальних деталей і складання визначається аналогічно (формули 4.5...4.9).

Вартість допоміжних матеріалів:

$$B_{доп} = \frac{p(C_{кд} + C_{ор} + C_{пок})}{100}, \quad (4.11)$$

де $p = 2\%$ – відсоток допоміжних матеріалів від вартості основних (корпусних, оригінальних та покупних деталей).

Загальновиробничі накладні витрати:

$$B_{накл} = \frac{З_{осн.заг} R_{он}}{100}, \quad (4.12)$$

де $З_{осн.заг}$ – основна заробітна плата виробничих робітників; $R_{он} = 142\%$ – відсоток загальновиробничих витрат.

Остаточні значення складових формули (4.2) наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Витрати на виготовлення та складання сапуна редуктора

№ з/п	Складова формули (4.2)	Значення, грн.
1	$B_{кд}$	141,80
2	$B_{ор}$	45,83
3	$B_{пок}$	51,70
4	$B_{зн}$	25,88
5	$B_{доп}$	4,79
6	$B_{накл}$	110,10
	Всього ($B_{обл}$):	380,10

Витрати на монтажні роботи $B_{\text{монт}}$ визначаються за формулою:

$$B_{\text{монт}} = 0,15 \cdot B_{\text{обл}}. \quad (4.13)$$

Витрати на налагодження обладнання $B_{\text{нал}}$:

$$B_{\text{монт}} = 0,1 \cdot B_{\text{обл}}. \quad (4.14)$$

Загальновиробничі накладні витрати, що пов'язані з модернізацією трансмісії $H_{\text{накл}}$, визначаються за формулою:

$$H_{\text{накл}} = 0,033 Z_{\text{осн}} R_{\text{оп}}, \quad (4.15)$$

де $Z_{\text{осн}}$ – основна заробітна плата виробничих робітників, які беруть участь у модернізації конструкції, грн.:

$$Z_{\text{осн}} = T_{\text{мод}} C_t K_{\text{д}}, \quad (4.16)$$

де $T_{\text{мод}}$ – трудомісткість модернізації конструкції, $T_{\text{мод}} = 5,1$ люд.-год; C_t – годинна тарифна ставка, грн; $K_{\text{д}}$ – коефіцієнт, що враховує доплати за понаднормові та інші роботи, $K_{\text{д}} = 1,1$.

Остаточні значення складових формули (4.1) наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Додаткові витрати на модернізацію трансмісії трактора

№ з/п	Складові формули (4.1)	Значення, грн.
1	$B_{\text{обл}}$	380,10
2	$B_{\text{зн}}$	0
3	$B_{\text{монт}}$	57,01
4	$B_{\text{нал}}$	38,01
5	$H_{\text{накл}}$	121,1
	Всього (ΔB):	596,19

4.2 Визначення економічної ефективності модернізації трансмісії трактора

Річна економія від модернізації системи мащення трансмісії, пов'язана зі збільшенням ресурсу трансмісії в розрахунку на один трактор:

$$E_p = I_c - I_m, \quad (4.17)$$

де I_c, I_m – річні витрати на проведення капітального ремонту трансмісії трактора до та після модернізації відповідно, грн.

$$I_{c,m} = \frac{C_\kappa t_p}{T_{c,m}}, \quad (4.18)$$

де C_κ – вартість капітального ремонту трансмісії трактора, грн; t_p – середньорічне напрацювання трактора, $t_p = 1350$ год; T_c, T_m – напрацювання до капітального ремонту до та після модернізації відповідно, год. $T_c = 5100$ год.

Після модернізації трансмісії потреба в капітальному ремонті виникатиме через:

$$T_m = 1,263 T_c = 1,263 \cdot 5100 = 6441 \text{ год.} \quad (4.19)$$

$$E_p = 1993,24 - 1578,18 = 415,06 \text{ грн.} \quad (4.20)$$

Окупність додаткових витрат на модернізацію трансмісії одного трактора:

$$O_\kappa = \frac{\Delta B}{E_p} 100 = \frac{596,19}{415,06} \cdot 100 \approx 96 \%. \quad (4.21)$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень:

$$T = \frac{\Delta B}{E_p} = \frac{596,19}{415,06} \approx 1,44 \text{ року.} \quad (4.22)$$

Результати розрахунку показників економічної ефективності модернізації системи мащення трансмісії наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Економічна оцінка модернізації системи мащення трансмісії трактора (на прикладі трактора Т-150К)

№ з/п	Показник	базовий	проектний
1	Міжремонтне напрацювання трактора до капітального ремонту, мото-год	5100	6441
2	Додаткові витрати на модернізацію, грн. в т.ч.: вартість розробленого сапуну редуктору, грн. інші витрати, грн.		596,19 380,10 216,11
3	Річні витрати на проведення капітального ремонту трансмісії, грн.	1993,24	1578,18
4	Річна економія, грн.	–	415,06
5	Окупність додаткових витрат на модернізацію, %	–	69,6
6	Строк окупності додаткових витрат на модернізацію, років	–	1,44

ВИСНОВКИ

Теоретично обґрунтовано вплив герметичності системи мащення на ресурс трансмісії: її підвищення сприяє зменшенню надходження абразивних частинок пилу в оливу та зниженню інтенсивності зношування спряжених деталей.

Розроблений сапун редуктора дозволяє зменшити частку газообміну через нещільності порівняно з використанням сапуна заднього моста трактора Т-150К: у 2,5...3,0 рази при діаметрі каліброваного отвору 0,25 мм; у 3,8...4,6 рази – при 0,35 мм; у 20...29 разів – при 0,45 мм.

При модернізації трансмісії трактора Т-150К за рахунок застосування розробленого сапуна редуктора річна економія від підвищення ресурсу трансмісії до капітального ремонту становить 415,06 грн на один трактор. Окупність додаткових витрат на модернізацію становить 69,6%, термін окупності – 1,44 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Stachowiak G.W., Batchelor A.W. Engineering Tribology. 5th Edition, Butterworth-Heinemann, 2021. ISBN: 978-0128197677
2. Mang T., Dresel W., Bartz W.J. Lubricants and Lubrication. 4th Edition, Wiley-VCH, 2021. ISBN: 978-3527344970
3. Totten G.E. Handbook of Lubrication and Tribology. 3rd Edition, CRC Press, 2022. ISBN: 978-0367781224
4. Sharma B.K., Singh J., Kumar P. Influence of lubricant contamination on wear characteristics of agricultural transmission systems. Tribology International, 2022, Vol. 173. DOI: 10.1016/j.triboint.2022.107640
5. Zhao H., Wang X., Li Y. Experimental investigation of airborne dust contamination effects on gearbox lubricant degradation. Wear, 2021, Vol. 476. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203744
6. Verbitsky V., Bulgakov V., Pascuzzi S. et al. Operational reliability and wear reduction in tractor transmission systems under contaminated lubrication conditions. Applied Sciences, 2023, Vol. 13(7). DOI: 10.3390/app13071452
7. Liu T., Chen H., Xu J. Effect of sealing system performance on gearbox durability and lubricant cleanliness. Engineering Failure Analysis, 2022, Vol. 137. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2022.106287
8. Khonsari M.M., Booser E.R. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication. 3rd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119284895
9. Roylance B.J., Hunt T.M. Wear Debris Analysis for Transmission and Gearbox Systems. CRC Press, 2021. ISBN: 978-0367468859
10. Wang S., Zhang Y., Li P. Investigation of pressure equalization systems for off-road vehicle gearboxes. Machines, 2023, Vol. 11(8). DOI: 10.3390/machines11080754
11. ISO 4406:2021. Hydraulic fluid power — Fluids — Method for coding the level of contamination by solid particles. International Organization for Standardization, 2021. ISBN: 978-0539149203

12. ISO 281:2022. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. International Organization for Standardization, 2022. ISBN: 978-0539172928
13. Sheng S., Keller J., Guo Y. Gearbox reliability collaborative analysis considering lubricant contamination and wear. *Tribology Transactions*, 2021, Vol. 64(6). DOI: 10.1080/10402004.2021.1902018
14. Kalin M., Vižintin J. Tribology of mechanical systems operating in dusty environments. *Tribology International*, 2020, Vol. 151. DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106496
15. Rahman M., Chen Y. Soil–Machine Interaction for Conservation Farming. Springer, 2021. ISBN: 978-9811606793
16. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. 3rd Edition, Elsevier, 2022. ISBN: 978-0323902946
17. Grisso R., Pitman R., Perumpral J. Tractor Management for Conservation Agriculture. ASABE, 2021. ISBN: 978-1888626193
18. Kim J., Lee S., Park K. Finite element analysis of gearbox housing sealing performance under cyclic thermal loading. *Applied Sciences*, 2022, Vol. 12(14). DOI: 10.3390/app12147054
19. Sheng H., Wu Y., Zhao L. Lubricant contamination monitoring and predictive maintenance for agricultural machinery transmissions. *Sensors*, 2024, Vol. 24(3). DOI: 10.3390/s24030984
20. Czichos H., Saito T., Smith L. Springer Handbook of Materials Measurement Methods. Springer, 2021. ISBN: 978-3662623626

ДОДАТКИ