

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

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

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

Ковальчук Максим Володимирович

620.1.631.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНОЇ
АПАРАТУРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

208 “Агроінженерія”

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

Керівник роботи
Дерев'янка Д.А.
професор

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Ковальчук Максим Володимирович. Підвищення довговічності агрегатів гідравлічної апаратури сільськогосподарської техніки. –

Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

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

Кваліфікаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-практичної проблеми підвищення довговічності агрегатів гідравлічної апаратури сільськогосподарської техніки в умовах інтенсивної експлуатації. Надійність та ресурс гідравлічних систем значною мірою визначають ефективність використання машинно-тракторного парку, рівень витрат на технічне обслуговування та безпеку виконання технологічних операцій.

У роботі проведено аналіз умов експлуатації гідравлічної апаратури в сільському господарстві, класифіковано основні агрегати гідросистем та визначено фактори, що призводять до зниження їх довговічності. Виконано детальний технічний аналіз шестеренного гідравлічного насоса, досліджено характерні види зношування, несправності та причини передчасних відмов.

Розглянуто сучасні технології та методи підвищення ресурсу агрегатів гідравлічної апаратури, зокрема конструктивні заходи, підвищення чистоти робочої рідини, оптимізацію режимів роботи гідросистеми, використання сучасних технічних рідин та впровадження систем діагностики і контролю стану. У проєктній частині обґрунтовано та розроблено комплекс технічних заходів, спрямованих на збільшення довговічності гідравлічних агрегатів, а також виконано розрахунок ресурсу після їх впровадження.

Ключові слова: гідравлічна апаратура, довговічність, зношування, гідросистема, технічне обслуговування, сільськогосподарська техніка.

ANNOTATION

Kovalchuk, Maxim Vladimirovich. Improving the durability of hydraulic equipment units in agricultural machinery. – *Qualification work as a manuscript.*

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

The thesis is devoted to solving the urgent scientific and practical problem of increasing the durability of hydraulic equipment units in agricultural machinery under conditions of intensive use. The reliability and service life of hydraulic systems largely determine the efficiency of the use of the machine and tractor fleet, the level of maintenance costs, and the safety of technological operations.

The work analyzes the operating conditions of hydraulic equipment in agriculture, classifies the main units of hydraulic systems, and identifies the factors that lead to a decrease in their durability. A detailed technical analysis of a gear hydraulic pump was performed, and characteristic types of wear, malfunctions, and causes of premature failures were investigated.

Modern technologies and methods for increasing the service life of hydraulic equipment units are considered, in particular, design measures, improving the purity of the working fluid, optimizing the operating modes of the hydraulic system, using modern technical fluids, and introducing diagnostic and condition monitoring systems. The project part substantiates and develops a set of technical measures aimed at increasing the service life of hydraulic units, as well as calculates their service life after implementation.

Keywords: hydraulic equipment, service life, wear, hydraulic system, maintenance, agricultural machinery.

ВСТУП.....	6
1. АНАЛІЗ ВИХІДНИХ ДАНИХ ТА ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.....	8
1.1. Призначення та роль гідравлічної апаратури у сільськогосподарських машинах.....	8
1.2. Класифікація агрегатів гідравлічної системи.....	8
1.3. Типові умови експлуатації у сільському господарстві.....	10
1.4. Фактори, що впливають на зниження довговічності агрегатів.....	12
1.5. Аналіз сучасних технологій підвищення довговічності.....	13
2. ТЕХНІЧНИЙ АНАЛІЗ АГРЕГАТУ, ЩО ДОСЛІДЖУЄТЬСЯ.....	16
2.1. Вибір конкретного агрегату гідравлічної апаратури для аналізу....	16
2.2. Конструктивні особливості та схема роботи.....	16
2.3. Робочі параметри.....	18
2.4. Види зношування та характерні відмови.....	20
2.5. Оцінка довговічності за існуючими даними.....	22
3. АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ ТА ПРИЧИН ЗНИЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ.....	24
3.1. Механічне зношування поверхонь тертя.....	24
3.2. Гідравлічні удари та перевантаження в системі.....	26
3.3. Забруднення робочої рідини.....	28
3.4. Корозія та хімічна деградація компонентів.....	30
3.5. Вплив неякісного обслуговування та експлуатаційних режимів....	32
4. ШЛЯХИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АГРЕГАТІВ.....	34
4.1. Конструктивні заходи.....	34
4.2. Підвищення чистоти робочої рідини.....	35
4.3. Оптимізація режимів роботи гідросистеми.....	37
4.4. Використання сучасних технічних рідин із покращеними властивостями.....	38
4.5. Системи діагностики та контролю стану агрегатів.....	40
5. РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ	

(ПРОЄКТНА ЧАСТИНА).....	42
5.1. Обґрунтування вибраного технічного рішення.....	42
5.2. Розробка оптимізованої конструкції та технології обслуговування	42
5.3. Розрахунок ресурсу та довговічності після впровадження заходів	43
5.4. Економічна ефективність запропонованих рішень.....	44
6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ.....	46
6.1. Основні небезпеки під час роботи з гідравлічною апаратурою	46
6.2. Засоби індивідуального та колективного захисту.....	46
6.3. Вимоги нормативних документів.....	47
6.4. Заходи щодо підвищення безпеки обслуговування агрегатів.....	48
ВИСНОВКИ.....	49
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51

ВСТУП

Гідравлічні системи відіграють ключову роль у функціонуванні сучасної сільськогосподарської техніки. Вони забезпечують передачу потужності, управління робочими органами машин, підвищення продуктивності та точності виконання технологічних операцій. Від надійності та довговічності гідравлічних агрегатів безпосередньо залежить ефективність використання техніки, витрати на її обслуговування та ремонт.

Актуальність даної роботи обумовлена тим, що експлуатація сільськогосподарської техніки відбувається в особливо важких умовах. Високі динамічні навантаження, забруднене середовище, значні температурні коливання, вплив вологості та абразивних частинок призводять до прискореного зношування гідравлічних агрегатів. За статистичними даними, до 40% всіх відмов сільськогосподарської техніки пов'язані з несправностями гідравлічних систем.

Зниження довговічності гідравлічної апаратури призводить до значних економічних втрат через простої техніки, необхідність часткої заміни дорогих компонентів, зростання витрат на технічне обслуговування. Крім того, несправності гідравліки можуть створювати небезпечні ситуації під час експлуатації, погіршувати якість виконання агротехнічних робіт, призводити до забруднення навколишнього середовища робочими рідинами.

Метою даної роботи є комплексне дослідження факторів, що впливають на довговічність агрегатів гідравлічної апаратури сільськогосподарської техніки, та розроблення практичних рекомендацій щодо її підвищення. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд завдань: проаналізувати конструктивні особливості та умови роботи гідравлічних агрегатів, визначити основні види відмов та причини їх виникнення, розглянути сучасні технології та методи підвищення довговічності, розробити конкретні технічні рішення та оцінити їх ефективність.

Об'єктом дослідження є агрегати гідравлічної апаратури, що застосовуються в сільськогосподарській техніці: гідравлічні насоси, гідроциліндри, розподільники, фільтри, гідромотори та інші елементи гідросистем. Предметом дослідження є процеси зношування, механізми відмов та методи підвищення довговічності даних агрегатів.

Наукова новизна роботи полягає в систематизації сучасних підходів до підвищення довговічності гідравлічної апаратури та адаптації їх до специфічних умов експлуатації в сільському господарстві. Практична цінність роботи визначається можливістю використання отриманих результатів для вдосконалення конструкції гідравлічних агрегатів, оптимізації режимів їх експлуатації та технічного обслуговування.

Структура роботи включає вступ, 6 основних розділів, висновки та список використаних джерел. У роботі використано сучасні методи аналізу технічних систем, розрахункові методи оцінки довговічності, статистичні дані про експлуатацію сільськогосподарської техніки.

1. АНАЛІЗ ВИХІДНИХ ДАНИХ ТА ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Призначення та роль гідравлічної апаратури у сільськогосподарських машинах

Гідравлічна апаратура в сільськогосподарській техніці виконує функції передачі енергії від двигуна до робочих органів машини, забезпечує точне управління та регулювання робочих процесів. Гідравлічні системи дозволяють створювати великі зусилля при компактних розмірах агрегатів, що є критично важливим для мобільної техніки.

Основні переваги гідравлічного приводу в сільськогосподарських машинах включають: можливість безступінчатого регулювання швидкості та зусиль, простоту реверсування та зміни напрямку руху, можливість передачі потужності на значні відстані, надійний захист від перевантажень, можливість точного позиціонування робочих органів. Це робить гідравліку незамінною в тракторах, комбайнах, збиральних машинах, обприскувачах та іншій техніці [3].

В сучасних тракторах гідравлічна система забезпечує роботу напівної системи, управління поворотом, привід вентиляторів охолодження, підсилювач гальм та рульового управління. Потужність гідросистеми трактора може досягати 50-100 кВт при робочому тиску 16-21 МПа. У зернозбиральних комбайнах гідравліка приводить у дію жатку, шнеки, варіатори, управляє висотою зрізу та іншими робочими органами.

Ефективність роботи всієї машини напряму залежить від надійності гідравлічної системи. Відмова навіть одного агрегату може призвести до повної зупинки техніки в критичний момент виконання польових робіт, що особливо небажано в періоди сівби або збирання урожаю.

1.2. Класифікація агрегатів гідравлічної системи

Гідравлічна система сільськогосподарської машини включає різноманітні агрегати, кожен з яких виконує специфічні функції. За функціональним призначенням їх можна класифікувати на наступні основні групи.

Гідравлічні насоси є джерелом енергії в системі. Вони перетворюють механічну енергію обертання валу двигуна в енергію потоку робочої рідини під тиском. В сільськогосподарській техніці найбільш поширені шестеренні насоси через їх простоту, надійність та невисоку вартість. Вони забезпечують подачу 10-100 л/хв при тиску до 25 МПа. Аксиально-поршневі насоси використовуються в системах, де потрібне регулювання подачі та високий ККД. Пластинчаті насоси застосовуються рідше, в основному в системах рульового управління.

Гідроциліндри перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію поступального руху. Вони використовуються для підйому та опускання напілних знарядь, управління висотою зрізу жатки, регулювання положення робочих органів. Основні типи: односторонньої та двосторонньої дії, з одностороннім та двостороннім штоком, телескопічні. Діаметр поршня може варіюватися від 40 до 200 мм, хід штока від 100 до 1000 мм.

Гідророзподільники керують напрямком та величиною потоку робочої рідини до виконавчих механізмів. Золотникові розподільники з ручним, механічним або електрогідравлічним управлінням є найбільш поширеними в мобільній техніці. Вони можуть мати від 1 до 8 секцій для управління різними виконавчими механізмами. Номінальна витрата до 100 л/хв, робочий тиск до 32 МПа.

Гідромотори перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію обертального руху. Застосовуються в приводах вентиляторів, транспортерів, шнеків, барабанів та інших обертових робочих органів. Основні типи: шестеренні, пластинчаті, аксіально-поршневі, радіально-поршневі. Частота обертання може складати від 50 до 3000 об/хв, крутний момент до 1000 Н·м.

Фільтри забезпечують чистоту робочої рідини, затримуючи механічні домішки. Розрізняють фільтри напірної лінії, зливної лінії, всмоктувальні фільтри. Тонкість фільтрації від 5 до 40 мкм. Сучасні фільтри можуть оснащуватися індикаторами забруднення та перепускними клапанами для запобігання надмірного опору потоку при забрудненні фільтруючого елемента [2].

Гідроаккумулятори накопичують енергію робочої рідини під тиском та використовуються для згладжування пульсацій тиску, компенсації витоків, забезпечення додаткового потоку рідини при пікових навантаженнях. Ємність акумуляторів складає від 0,5 до 50 л, робочий тиск до 35 МПа.

Допоміжна апаратура включає клапани тиску, зворотні клапани, дроселі, гідрозамки, з'єднувальні елементи, трубопроводи та шланги. Кожен елемент системи повинен працювати надійно, оскільки відмова будь-якого компонента може призвести до відмови всієї гідросистеми.

1.3. Типові умови експлуатації у сільському господарстві

Умови експлуатації гідравлічної апаратури в сільському господарстві характеризуються підвищеною жорсткістю та різноманітністю негативних факторів. Це суттєво відрізняє мобільну сільськогосподарську техніку від промислового обладнання, що працює в контрольованих умовах виробничих приміщень.

Забруднення навколишнього середовища є одним з головних чинників, що впливають на роботу гідросистеми. Під час польових робіт техніка працює в хмарах пилу, концентрація якого може досягати 200-500 мг/м³ повітря. Пил складається з дрібних частинок ґрунту, рослинних залишків, мінеральних добрив, які мають абразивні властивості. Розмір частинок варіюється від декількох мікрометрів до декількох міліметрів. Найбільш небезпечними є частинки розміром 5-50 мкм, які здатні проникати через ущільнення та потрапляти в робочі зазори прецизійних пар.

Температурний режим роботи характеризується великим діапазоном коливань. Літня температура в робочій зоні гідравліки може досягати 60-80°C, особливо біля двигуна та гідронасоса. Взимку техніка може запускатися при температурі до -30...-35°C. Різкі перепади температур протягом доби можуть досягати 40-50 градусів. Такі коливання призводять до зміни в'язкості робочої рідини, термічних деформацій деталей, конденсації вологи в системі.

Динамічні навантаження на гідравлічну систему в польових умовах мають ударний та знакозмінний характер. При роботі на нерівних полях, переїзді через перешкоди виникають значні коливання тиску в системі. Гідравлічні удари при різких змінах напрямку руху робочих органів можуть створювати миттєві перевищення номінального тиску в 1,5-2 рази. Вібραції від двигуна та робочих органів передаються на гідравлічні агрегати, прискорюючи втомне руйнування матеріалів [1].

Вплив вологи проявляється в декількох аспектах. Атмосферні опади, роса, конденсат можуть потрапляти в гідросистему через негерметичності. Вміст води в робочій рідині навіть в кількості 0,1-0,3% знижує мастильні властивості, призводить до корозії деталей, сприяє розвитку біологічних організмів. При від'ємних температурах вода кристалізується, що може призвести до блокування фільтрів та каналів.

Режим роботи сільськогосподарської техніки характеризується сезонністю та високою інтенсивністю в напружені періоди. Під час сівби та збирання урожаю машини працюють практично цілодобово, з мінімальними перервами на технічне обслуговування. Тривалість безперервної роботи може досягати 12-16 годин на добу. При цьому через обмеження в термінах виконання робіт не завжди дотримуються рекомендовані інтервали заміни масла та технічного обслуговування.

Додатковими несприятливими факторами є вплив хімічно активних речовин при внесенні добрив та засобів захисту рослин, сонячна радіація, що прискорює старіння гумових ущільнень та шлангів, можливість механічних

ушкоджень при роботі біля рослин та на кам'янистих ґрунтах. Всі ці фактори в комплексі створюють надзвичайно жорсткі умови експлуатації, які необхідно враховувати при проектуванні гідравлічної апаратури та організації її технічного обслуговування.

1.4. Фактори, що впливають на зниження довговічності агрегатів

Довговічність гідравлічних агрегатів визначається комплексною дією різноманітних факторів, які можна класифікувати на конструктивні, технологічні та експлуатаційні. Розуміння механізмів впливу цих факторів є необхідним для розроблення ефективних заходів підвищення надійності.

Механічне зношування є основною причиною відмов гідравлічної апаратури. Абразивне зношування виникає при потраплянні твердих частинок забруднень в зазори між рухомими деталями. Частинки розміром більше 5 мкм, затиснуті між поверхнями тертя, діють як різальний інструмент, залишаючи подряпини та борозни. Інтенсивність абразивного зношування пропорційна концентрації абразиву, його твердості, розміру частинок та питомому тиску в зоні контакту. За дослідженнями, збільшення вмісту забруднень в робочій рідині з 5 до 15 мг/л може скоротити ресурс гідронасоса в 3-5 разів [1].

Втомне зношування проявляється при циклічних навантаженнях на поверхні тертя. В умовах коливань тиску та реверсивних рухів в матеріалі накопичуються втомні пошкодження, що призводить до викришування частинок. Особливо критичним є втомне руйнування в зонах концентрації напружень. Кавітаційне зношування виникає при схлопуванні бульбашок пари в робочій рідині, створюючи локальні удари з тиском до 1000 МПа та температурою до 1000°C. Це призводить до утворення каверн на поверхні деталей.

Корозійні процеси значно прискорюють руйнування деталей гідравліки. Хімічна корозія виникає при контакті металу з киснем, що

розчинений в робочій рідині, водою, кислотами, які утворюються при окисненні масла. Електрохімічна корозія розвивається при контакті різнорідних металів в присутності електроліту. Корозія під напруженням особливо небезпечна, оскільки призводить до раптового руйнування деталей при напруженнях, значно нижчих за межу міцності матеріалу.

Гідравлічні удари створюють короточасні перевантаження, які можуть призвести до деформації та руйнування елементів системи. При різкому закритті розподільника швидкість потоку рідини змінюється майже миттєво, що генерує хвилю підвищеного тиску. Амплітуда тиску при гідроударі може в 2-3 рази перевищувати робочий тиск. Багаторазові гідроудари призводять до втомного руйнування трубопроводів, корпусів агрегатів, втрати герметичності з'єднань.

Термічне старіння робочої рідини відбувається під дією високих температур та окиснення. При температурі вище 70°C швидкість окиснення масла зростає експоненційно. Продукти окиснення утворюють смолисті відкладення, лаки, шлами, які забруднюють систему та погіршують роботу клапанів і фільтрів. Зміна в'язкості масла призводить до збільшення гідравлічних втрат або недостатнього мастила [5].

Експлуатаційні фактори включають порушення режимів роботи, недотримання інтервалів технічного обслуговування, використання неякісних або невідповідних робочих рідин та фільтрів, неправильне зберігання техніки в міжсезонний період. Згідно статистики, до 60% відмов гідросистем обумовлені саме експлуатаційними причинами, а не конструктивними недоліками агрегатів.

1.5. Аналіз сучасних технологій підвищення довговічності

Сучасна наука та промисловість розробили широкий спектр технологій, спрямованих на підвищення довговічності гідравлічних агрегатів. Ці

технології охоплюють всі етапи життєвого циклу від проектування до експлуатації.

Застосування прогресивних конструкційних матеріалів дозволяє підвищити зносостійкість та міцність деталей. Азотовані сталі мають високу твердість поверхні до 900-1000 HV при збереженні в'язкої серцевини. Поверхневий шар товщиною 0,3-0,6 мм забезпечує високу стійкість до абразивного зношування. Легування хромом, нікелем, молібденом підвищує корозійну стійкість та жароміцність. Дисперсійне твердіння алюмінієвих сплавів дозволяє отримати міцність на рівні 450-550 МПа при невеликій вазі.

Технології нанесення захисних покриттів забезпечують комплексний захист поверхонь. Хромування створює твердий зносостійкий шар товщиною 20-100 мкм з твердістю до 900 HV. Іонно-плазмове азотування формує нітридні фази на глибину до 0,5 мм з твердістю до 1200 HV. Вакуумно-плазмові покриття нітридом титану забезпечують унікальне поєднання твердості, зносостійкості та низького коефіцієнта тертя. Фосфатування створює пористий шар, який утримує мастило та полегшує припрацювання деталей [4].

Вдосконалення систем фільтрації є ключовим напрямком підвищення чистоти робочої рідини. Багатоступінчаста фільтрація з тонкістю очищення від 25 мкм на першому ступені до 3-5 мкм на останньому забезпечує надійний захист прецизійних пар. Фільтри з бета-коефіцієнтом 200 і вище затримують 99,5% частинок заданого розміру. Магнітні фільтри видаляють феромагнітні частинки зношування, які не затримуються звичайними фільтрами. Автоматичні індикатори забруднення дозволяють своєчасно визначити необхідність заміни фільтруючого елемента.

Використання високоефективних синтетичних робочих рідин суттєво покращує роботу гідросистеми. Синтетичні масла на основі поліальфаолефінів мають широкий температурний діапазон роботи від -50 до +150°C, стабільну в'язкість, високу термоокислювальну стабільність. Біорозкладні робочі рідини на основі складних ефірів застосовуються в

екологічно чутливих зонах. Адитивні пакети, що включають протизносні, антиокислювальні, антикорозійні присадки, можуть подовжити термін служби масла в 2-3 рази.

Конструктивні рішення, спрямовані на зниження динамічних навантажень, включають використання гідроаккумуляторів для згладжування пульсацій тиску, демпферів для гасіння коливань, запобіжних клапанів швидкої дії для захисту від перевантажень. Оптимізація проточних частин з метою зниження гідравлічних опорів зменшує втрати енергії та нагрівання рідини. Застосування раціональних зазорів в прецизійних парах забезпечує компроміс між герметичністю та можливістю самоочищення від забруднень.

Системи діагностики та моніторингу стану дозволяють переходити від планового технічного обслуговування до обслуговування за фактичним станом. Датчики забруднення робочої рідини, датчики тиску та температури, аналізатори вібрації дають можливість виявляти початкові стадії розвитку дефектів. Експертні системи на основі штучного інтелекту можуть прогнозувати залишковий ресурс агрегатів та планувати ремонти. Це дозволяє скоротити витрати на обслуговування та запобігти раптовим відмовам.

2. ТЕХНІЧНИЙ АНАЛІЗ АГРЕГАТУ, ЩО ДОСЛІДЖУЄТЬСЯ

2.1. Вибір конкретного агрегату гідравлічної апаратури для аналізу

Для детального аналізу обрано шестеренний гідравлічний насос типу НШ-32, який широко застосовується в гідросистемах тракторів та самохідної сільськогосподарської техніки. Вибір даного агрегату обумовлений його високою поширеністю, типовістю конструкції та критичною важливістю для функціонування гідросистеми [6].

Шестеренні насоси становлять близько 70% від загальної кількості гідронасосів, що використовуються в мобільній техніці. Насос НШ-32 має робочий об'єм 32 см³/об та забезпечує подачу 32 л/хв при частоті обертання 1000 об/хв. Номінальний робочий тиск становить 16 МПа з можливістю короточасних перевищень до 21 МПа.

Переваги шестеренних насосів включають просту конструкцію, компактність, невисоку вартість, надійність роботи при забрудненій робочій рідині, можливість роботи при високих частотах обертання, нечутливість до режимів пуску. Ці властивості робить їх оптимальним вибором для умов сільськогосподарської експлуатації.

До недоліків шестеренних насосів відноситься нерегульована подача, відносно невисокий ККД на рівні 0,75-0,85, підвищений рівень шуму при роботі, пульсації подачі та тиску. Проте для більшості застосувань в сільськогосподарській техніці ці недоліки не є критичними.

Насос НШ-32 встановлюється на тракторах класів 1,4-2,0 т, комбайнах, самохідних обприскувачах, іншій самохідній техніці. Типовий ресурс насоса до капітального ремонту складає 4000-6000 мотогодин при дотриманні умов експлуатації. Вартість нового насоса становить близько 3000-4000 грн, що робить його заміну економічно відчутною для господарств.

2.2. Конструктивні особливості та схема роботи

Шестеренний насос НШ-32 відноситься до об'ємних гідромашин з зовнішнім зачепленням. Основними елементами конструкції є корпус, передня та задня кришки, ведуча та ведена шестерні, вали, підшипники ковзання, ущільнення.

Корпус насоса виготовляється з алюмінієвого сплаву АК9 методом лиття під тиском. Внутрішня порожнина корпусу має циліндричну форму, в якій розміщуються дві шестерні зовнішнього зачеплення. З одного боку корпусу розташований всмоктувальний патрубок діаметром 32 мм, з іншого боку нагнітальний патрубок діаметром 25 мм. Всмоктувальна та нагнітальна порожнини розділені зоною зачеплення зубів шестерень.

Шестерні мають зовнішній діаметр 72 мм, число зубів 9, модуль зачеплення 7 мм, кут профілю зуба 20° . Шестерні виготовляються з легованої сталі 18ХГТ з наступним цементуванням та загартуванням поверхні зубів до твердості 58-62 HRC. Товщина цементованого шару 0,8-1,2 мм. Ширина шестерні 23 мм. Бічний зазор в зачепленні становить 0,03-0,08 мм, радіальний зазор між вершинами зубів та корпусом 0,05-0,12 мм.

Ведучий вал діаметром 28 мм встановлюється в підшипниках ковзання, виготовлених з бронзи БрАЖ 9-4. Підшипники мають внутрішній діаметр 28 мм, зовнішній діаметр 40 мм, довжину 30 мм. Робочі поверхні підшипників шліфуються до шорсткості R_a 0,32 мкм. Торцеві зазори між шестернями та кришками компенсуються притиском шестерень до кришок під дією робочого тиску.

Принцип роботи насоса полягає в наступному. При обертанні ведучого вала приводиться в рух ведуча шестерня, яка через зачеплення обертає ведену шестерню в протилежному напрямку. У міру виходу зубів з зачеплення в зоні всмоктування утворюється розрідження, під дією якого робоча рідина з бака надходить в міжзубові западини. Рідина переноситься міжзубовими западинами вздовж внутрішньої стінки корпусу до зони нагнітання. При входженні зубів в зачеплення в зоні нагнітання рідина витісняється з западин та подається в напірну магістраль під тиском.

За один оберт кожна шестерня переносить об'єм рідини, що дорівнює добутку площі западини між сусідніми зубами на ширину шестерні та кількість зубів. Теоретична подача насоса визначається геометричними параметрами шестерень та частотою обертання. Фактична подача менша за теоретичну на величину об'ємних втрат через зазори між деталями, які залежать від тиску та в'язкості рідини.

2.3. Робочі параметри

Робочі параметри насоса НШ-32 визначають умови його експлуатації та впливають на інтенсивність зношування. Номінальні та граничні значення параметрів встановлені технічними умовами на виготовлення та експлуатацію.

Тиск в гідросистемі є основним силовим параметром. Номінальний робочий тиск для НШ-32 становить 16 МПа. Максимально допустимий тиск при періодичних навантаженнях 21 МПа. Тривала робота при підвищеному тиску призводить до збільшення навантажень на деталі, зростання втрат через зазори, підвищення температури рідини. Мінімальний тиск на всмоктуванні не повинен бути нижче 0,08 МПа абсолютного тиску для запобігання кавітації.

Частота обертання впливає на продуктивність та довговічність насоса. Номінальна частота обертання 1000-1500 об/хв. Максимально допустима частота 2400 об/хв. При підвищенні частоти обертання зростає швидкість ковзання в підшипниках та зачепленні, збільшуються інерційні навантаження, можливе виникнення кавітації на всмоктуванні. Мінімальна частота обертання не нормується, але при дуже низьких частотах можлива нестабільність подачі.

Температура робочої рідини суттєво впливає на роботу насоса. Нормальний робочий діапазон від +10 до +80°C. При температурі нижче +10°C в'язкість масла зростає, що утруднює пуск та збільшує гідравлічні

втрати. При температурі вище $+80^{\circ}\text{C}$ знижується в'язкість, зростають об'ємні втрати, прискорюється окиснення масла. Критична температура, при якій починається інтенсивне окиснення масла, становить $70-75^{\circ}\text{C}$.

Частота циклів навантаження визначає темп накопичення втомних пошкоджень. В умовах роботи на тракторі насос здійснює 2-3 мільйони циклів навантаження за сезон. Циклічні навантаження виникають при зміні режимів роботи гідросистеми, включенні та виключенні виконавчих механізмів, коливаннях опору робочих органів. Кожен цикл навантаження призводить до мікроскопічних пластичних деформацій в зонах концентрації напружень.

Розрахунок 1: Об'ємна продуктивність насоса НШ-32

$$\text{Робочий об'єм: } V = 32 \text{ см}^3$$

$$\text{Частота обертання: } n = 1500 \text{ об/хв}$$

$$\text{Об'ємний ККД: } \eta_o = 0,92$$

$$\text{Формула: } Q = (V \times n \times \eta_o) / 1000$$

$$\text{Розрахунок: } Q = (32 \times 1500 \times 0,92) / 1000 = 44,16 \text{ л/хв}$$

Результат: Теоретична продуктивність насоса становить 44,16 л/хв

Розрахунок 2: Потужність, споживана насосом

$$\text{Тиск: } p = 16 \text{ МПа}$$

$$\text{Продуктивність: } Q = 44,16 \text{ л/хв} = 0,736 \text{ л/с}$$

$$\text{Повний ККД: } \eta = 0,85$$

$$\text{Формула: } N = (p \times Q) / (600 \times \eta)$$

$$\text{Розрахунок: } N = (16 \times 44,16) / (600 \times 0,85) = 1,386 \text{ кВт} \approx 1,4 \text{ кВт}$$

Результат: Потужність на валу насоса становить приблизно 1,4 кВт

Розрахунок 3: Момент на валу насоса

- Тиск: $p = 16 \text{ МПа} = 16 \times 10^6 \text{ Па}$
- Робочий об'єм: $V = 32 \text{ см}^3 = 32 \times 10^{-6} \text{ м}^3$
- Гідромеханічний ККД: $\eta_m = 0,92$

$$\text{Формула: } M = (p \times V) / (2\pi \times \eta_m)$$

$$\text{Розрахунок: } M = (16 \times 10^6 \times 32 \times 10^{-6}) / (2\pi \times 0,92) = 88,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Результат: Крутний момент на валу становить 88,5 Н·м

В'язкість робочої рідини нормується в діапазоні 13-70 сСт при робочій температурі. Оптимальна в'язкість 30-40 сСт забезпечує баланс між герметичністю зазорів та гідравлічними втратами. При в'язкості нижче 13 сСт різко зростають об'ємні втрати. При в'язкості вище 70 сСт збільшуються механічні втрати та можлива кавітація на всмоктуванні через високий гідравлічний опір.

2.4. Види зношування та характерні відмови

Зношування шестеренного насоса має закономірний характер та проходить декілька стадій. Початкова стадія припрацювання триває перші 50-100 годин роботи. В цей період відбувається згладжування мікронерівностей, формується мікрогеометрія контактуючих поверхонь. Інтенсивність зношування в період припрацювання в 2-3 рази вища, ніж в період нормальної експлуатації.

Стадія нормального зношування характеризується стабільною невисокою інтенсивністю. Знос відбувається рівномірно на всіх поверхнях тертя. Товщина зношеного шару складає 0,005-0,01 мм на 1000 годин роботи. Ця стадія може тривати до вироблення ресурсу 4000-6000 мотогодин. Основним механізмом зношування є абразивне зношування частинками забруднень розміром 5-50 мкм.

Аварійне зношування настає при перевищенні допустимих зазорів або виникненні локальних дефектів. Інтенсивність зношування зростає в 10-20 разів. Процес стає лавиноподібним, оскільки продукти зношування діють як додатковий абразив. Від початку аварійного зношування до повної відмови насоса може пройти 50-200 годин.

Зношування зубів шестерень відбувається переважно на робочих профілях зубів в зоні полюса зачеплення. Максимальний знос локалізується на ділянці, де відбувається перехід від ковзання до кочення. Характер

зношування залежить від якості мастила та наявності абразиву. При чистому маслі переважає втомне викришування, при наявності абразиву спостерігаються подряпини та задири.

Зношування підшипників ковзання проявляється у збільшенні діаметру отвору в підшипнику та появі овальності. Радіальний зазор збільшується з початкових 0,03-0,05 мм до граничних 0,15-0,20 мм. При цьому знижується жорсткість валу, виникають биття, що призводить до нерівномірності зазорів в інших вузлах. Інтенсивність зношування підшипників зростає при підвищенні тиску та наявності абразиву в маслі.

Зношування торцевих поверхонь шестерень та кришок відбувається через тертя при обертанні шестерень з прижиманням до кришок під дією осьових сил. Початковий торцевий зазор 0,02-0,04 мм збільшується до 0,10-0,15 мм. Це призводить до зростання перетікань робочої рідини з нагнітальної порожнини у всмоктувальну та зниження подачі насоса. На торцевих поверхнях можуть утворюватися кільцеві канавки зношування.

Характерні несправності насоса включають падіння продуктивності, зниження тиску, підвищення шуму, нагрівання, витікання масла через ущільнення. Падіння продуктивності на 20-25% свідчить про збільшення зазорів до граничних значень. Підвищений шум може вказувати на кавітацію, зношування підшипників або ослаблення кріплення. Перегрівання понад 90°C є ознакою критичного зносу або неправильного налаштування системи.

Раптові відмови можуть виникати при попаданні великих частинок забруднень, поломці зуба шестерні, заклинюванні підшипника, руйнуванні ущільнення. Такі відмови складають близько 15% від загальної кількості. Решта 85% відмов пов'язані з поступовим зношуванням, яке можна виявити при діагностуванні.

2.5. Оцінка довговічності за існуючими даними

Оцінка довговічності гідравлічного насоса НШ-32 базується на статистичних даних експлуатації та результатах ресурсних випробувань. За даними виробника, середнє напрацювання до відмови становить 5000 мотогодин при дотриманні рекомендованих умов експлуатації. Проте в реальних умовах сільськогосподарського виробництва фактичний ресурс часто виявляється нижчим.

Аналіз статистики відмов показує, що розподіл ресурсу має значний розкид. При нормальних умовах експлуатації 10% насосів виходять з ладу до напрацювання 3000 мотогодин, 50% до 5000 мотогодин, 90% до 8000 мотогодин. При важких умовах ці цифри знижуються до 2000, 3500 та 6000 мотогодин відповідно.

Основними факторами, що визначають фактичний ресурс, є чистота робочої рідини, дотримання температурного режиму, регулярність технічного обслуговування. Робота на забрудненій рідині з вмістом твердих частинок понад 15 мг/л скорочує ресурс в 2-3 рази. Експлуатація при температурі масла понад 80°C знижує ресурс на 30-40%. Несвоєчасна заміна масла та фільтрів призводить до зниження ресурсу на 20-50%.

Економічні показники експлуатації насоса включають вартість придбання, обслуговування та ремонту. Вартість нового насоса НШ-32 складає 3500-4000 грн. Вартість капітального ремонту 1500-2000 грн. Річні витрати на технічне обслуговування включають заміну масла та фільтрів і становлять близько 500 грн. При ресурсі 5000 мотогодин та середньому річному напрацюванні 1000 мотогодин строк служби насоса 5 років.

Розрахунок 4: Середній ресурс до капітального ремонту

- Базовий ресурс: $T_0 = 5000$ мотогодин
- Коефіцієнт умов експлуатації: $K_e = 0,7$ (важкі умови)
- Коефіцієнт якості обслуговування: $K_s = 0,85$

$$\text{Формула: } T_s = T_0 \times K_e \times K_s$$

$$\text{Розрахунок: } T_s = 5000 \times 0,7 \times 0,85 = 2975 \text{ мотогодин}$$

Результат: Середній ресурс у важких умовах становить близько 3000 мотогодин

Розрахунок 5: Ймовірність безвідмовної роботи (закон Вейбулла)

- Напрацювання: $t = 3000$ мотогодин
- Параметр форми: $\beta = 2,5$
- Параметр масштабу: $\eta = 5500$ мотогодин

$$\text{Формула: } P(t) = \exp[-(t/\eta)^\beta]$$

$$\text{Розрахунок: } P(3000) = \exp[-(3000/5500)^{2,5}] = \exp[-0,36] = 0,698$$

Результат: Ймовірність безвідмовної роботи до 3000 мотогодин становить 69,8%

Питомі експлуатаційні витрати можна оцінити як суму амортизації, обслуговування та ремонтів, віднесену до одиниці напрацювання. При вартості насоса 3500 грн, ресурсі 5000 мотогодин, витратах на обслуговування 100 грн на 1000 мотогодин та одному капремонті за строк служби, питомі витрати складають близько 1 грн/мотогодину. Підвищення ресурсу на 30% дозволить знизити питомі витрати до 0,8 грн/мотогодину, що дасть економію 200 грн за рік експлуатації.

3. АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ ТА ПРИЧИН ЗНИЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ

3.1. Механічне зношування поверхонь тертя

Механічне зношування є домінуючим процесом, що обмежує довговічність гідравлічного насоса. Воно проявляється на всіх парах тертя та має різний характер залежно від умов контакту, навантаження та наявності абразивних частинок.

Абразивне зношування зубів шестерень відбувається при попаданні твердих частинок в зону зачеплення. Частинки розміром 5-50 мкм, які проходять через фільтри, потрапляють між контактуючими поверхнями зубів. Під дією контактних напружень 300-500 МПа частинки впроваджуються в поверхню м'якшого матеріалу або діють як різальний інструмент. На профілях зубів утворюються подряпини глибиною 5-20 мкм, орієнтовані вздовж напрямку ковзання.

Інтенсивність абразивного зношування зубів шестерень можна оцінити за емпіричними формулами. Для умов роботи насоса НШ-32 з концентрацією абразиву 10 мг/л, розміром частинок 20 мкм, контактним тиском 400 МПа лінійна інтенсивність зношування становить близько 0,008 мм/1000 год роботи. За 5000 годин знос досягне 0,04 мм, що є близьким до допустимого зносу зубів.

Втомне зношування виникає при багаторазових циклах навантаження поверхні. При кожному проході зуба через зону зачеплення відбувається циклічна зміна контактних напружень від нуля до максимуму. В поверхневих шарах металу накопичуються мікротріщини, які розвиваються до викришування частинок. Характерні розміри лунок викришування 0,1-0,5 мм. Інтенсивність втомного зношування зростає при наявності концентраторів напружень, високих контактних навантаженнях, корозійному середовищі.

Зношування підшипників ковзання відбувається в умовах напівсухого або граничного тертя. При нормальній роботі між валом та підшипником

підтримується тонка масляна плівка товщиною 2-5 мкм. Проте при пуску, зміні режимів роботи, підвищенні навантаження можливий контакт через масляну плівку. Тиск в контакті досягає 15-25 МПа. При наявності абразивних частинок відбувається інтенсивне зношування бронзової втулки підшипника. Швидкість зношування радіусу підшипника складає 0,01-0,02 мм/1000 год при забрудненому маслі.

Торцеве зношування шестерень та кришок має складний характер. Шестерні притискаються до кришок осьюовою силою, що виникає через перепад тиску між всмоктувальною та нагнітальною порожнинами. Величина осьової сили пропорційна робочому тиску та площі проекції шестерні. Для насоса НШ-32 при тиску 16 МПа осьова сила досягає 2500 Н. Питомий тиск на торцеву поверхню становить 0,6-0,8 МПа. При обертанні шестерні на контактуючих поверхнях виникає тертя ковзання.

Розрахунок 6: Швидкість лінійного зношування торцевої поверхні

- Питоме зношування: $I_h = 0,8$ мкм/100 год
- Час роботи: $t = 1000$ мотогодин

$$\text{Формула: } h = I_h \times (t/100)$$

$$\text{Розрахунок: } h = 0,8 \times (1000/100) = 8 \text{ мкм}$$

Результат: За 1000 мотогодин торцеве зношування становить 8 мкм

Розрахунок 7: Збільшення радіального зазору

- Початковий зазор: $\delta_0 = 0,03$ мм
- Інтенсивність зношування: $I_r = 0,005$ мм/1000 год
- Час роботи: $t = 2000$ мотогодин

$$\text{Формула: } \delta = \delta_0 + I_r \times (t/1000)$$

$$\text{Розрахунок: } \delta = 0,03 + 0,005 \times (2000/1000) = 0,04 \text{ мм}$$

Результат: Через 2000 мотогодин радіальний зазор збільшується до 0,04 мм

Режим змащування торцевих поверхонь близький до граничного. Товщина масляної плівки 1-3 мкм. Локальні контакти через мастило призводять до мікрорізання та пластичного деформування. На поверхнях утворюються кільцеві канавки зношування на радіусі обертання зубів.

Глибина канавок може досягати 0,05-0,10 мм за весь строк служби. Інтенсивність торцевого зношування зростає при підвищенні тиску, зниженні в'язкості масла, наявності абразиву.

3.2. Гідравлічні удари та перевантаження в системі

Гідравлічні удари в гідросистемах сільськогосподарської техніки виникають при різких змінах швидкості потоку рідини. Це відбувається при швидкому закритті або відкритті розподільників, зупинці або пуску насоса, ударах робочих органів об перешкоди. Миттєва зміна швидкості потоку призводить до виникнення хвилі підвищеного або зниженого тиску, що поширюється по трубопроводах зі швидкістю звуку в рідині.

Амплітуда гідроудару залежить від швидкості закриття запірного органу, швидкості потоку, властивостей рідини та жорсткості трубопроводів. Максимальне підвищення тиску при миттєвій зупинці потоку можна оцінити за формулою Жуковського: $\Delta p = \rho \times c \times \Delta v$, де ρ - густина рідини, c - швидкість звуку в рідині, Δv - зміна швидкості потоку.

Для типових параметрів гідросистеми трактора при швидкості потоку 3 м/с, густині рідини 870 кг/м³, модулі пружності 1500 МПа підвищення тиску може досягати 13 МПа. При номінальному робочому тиску 16 МПа сумарний тиск при гідроударі досягне 29 МПа, що перевищує максимально допустимий.

Багаторазові гідроудари призводять до накопичення втомних пошкоджень в деталях. Особливо небезпечні циклічні навантаження для зварних швів трубопроводів, кріпильних елементів, корпусів гідроапаратури. Після декількох тисяч циклів гідроударів можливе виникнення тріщин втоми. Крім того, гідроудари можуть призводити до раптових відмов через перевищення межі міцності при одиничному ударі.

Перевантаження насоса виникають при спробі подолати опір, що перевищує можливості системи. Наприклад, при заклинюванні виконавчого

механізму, помилковій спробі підняти надмірний вантаж, блокуванні руху штока гідроциліндра. У таких ситуаціях тиск в системі зростає до спрацювання запобіжного клапана або до руйнування найслабшої ланки. Якщо запобіжний клапан налаштований неправильно або несправний, можливе тривале перевантаження насоса.

При роботі під перевантаженням зростають контактні напруження в зачепленні шестерень, навантаження на підшипники, осьові сили на торцевих поверхнях. Температура деталей та масла підвищується через збільшення механічних втрат. Тривале перевантаження може призвести до пластичних деформацій зубів, задирів на поверхнях тертя, перегріву та окиснення масла. Після серії перевантажень залишковий ресурс насоса знижується на 20-30%.

Розрахунок 8: Тиск під час гідравлічного удару

- Робочий тиск: $p_0 = 16 \text{ МПа}$
- Швидкість потоку: $v = 3 \text{ м/с}$
- Швидкість звуку в маслі: $c = 1300 \text{ м/с}$
- Густина масла: $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$

$$\text{Формула Жуковського: } \Delta p = \rho \times c \times v$$

$$\begin{aligned} \text{Розрахунок: } \Delta p &= 880 \times 1300 \times 3 = 3,432 \times 10^6 \text{ Па} \\ &= 3,43 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$$p_{\text{max}} = p_0 + \Delta p = 16 + 3,43 = 19,43 \text{ МПа}$$

Результат: Максимальний тиск при гідроударі може досягати 19,43 МПа (на 21,4% вище номінального)

Розрахунок 9: Коефіцієнт перевантаження

- Номінальний тиск: $p_{\text{nom}} = 16 \text{ МПа}$
- Пікове навантаження: $p_{\text{peak}} = 19,43 \text{ МПа}$

$$\text{Формула: } K_{\text{overload}} = p_{\text{peak}} / p_{\text{nom}}$$

$$\text{Розрахунок: } K_{\text{overload}} = 19,43 / 16 = 1,214$$

Результат: Коефіцієнт перевантаження становить 1,21 (перевищення на 21%)

Для зниження негативного впливу гідроударів та перевантажень необхідно використовувати гідроаккумулятори, які поглинають енергію ударних хвиль, правильно налаштовувати запобіжні клапани на тиск на 25%

вище робочого, обмежувати швидкість перемикання розподільників, навчати операторів плавній роботі з органами управління, встановлювати датчики тиску з сигналізацією перевищення допустимих значень.

3.3. Забруднення робочої рідини

Забруднення робочої рідини є однією з головних причин зниження довговічності гідравлічних агрегатів. Чистота масла визначає інтенсивність абразивного зношування, роботу клапанів та інших прецизійних елементів, схильність до корозії та кавітації. Навіть невеликі концентрації забруднень суттєво впливають на ресурс гідросистеми.

Джерела забруднення можна розділити на зовнішні та внутрішні. Зовнішні забруднення потрапляють в систему з навколишнього середовища через негерметичності ущільнень штоків гідроциліндрів, отвори для заливки масла, сапуни гідробака, при доливанні забрудненого масла. В польових умовах концентрація пилу в повітрі може досягати 500 мг/м^3 . Навіть при хорошій герметичності через сапун гідробака за годину роботи може надійти 50-100 мг пилу.

Внутрішні забруднення утворюються в процесі експлуатації через зношування деталей, корозію, окиснення масла. Продукти зношування включають частинки металу розміром від часток мікрметра до декількох міліметрів. За період між заміною масла в систему може надійти до 10 г продуктів зношування. Корозія створює оксиди та гідроксиди металів. Окиснення масла призводить до утворення смолистих відкладень та шламів, які можуть блокувати канали та клапани.

Класифікація забруднень за розміром частинок є критичною для розуміння їх впливу. Частинки більше 100 мкм затримуються звичайними фільтрами та осідають в баку. Вони небезпечні лише для великих зазорів. Частинки 25-100 мкм можуть проходити через фільтри грубої очистки та застрягати в вузьких каналах. Частинки 5-25 мкм є найбільш небезпечними

для насосів та гідромоторів, оскільки їх розмір порівнянний з робочими зазорами. Частинки менше 5 мкм відносно нешкідливі, оскільки вільно проходять через зазори.

Вміст забруднень в робочій рідині оцінюється за масовою концентрацією або числом частинок різних розмірів. Для гідросистем сільськогосподарської техніки допустимий клас чистоти за стандартом ISO 4406 становить 20/18/15, що відповідає приблизно 10-15 мг/л твердих частинок. При перевищенні цього рівня в 2 рази ресурс насоса знижується в 2-3 рази. При концентрації 50 мг/л та вище ресурс може скоротитися в 5-10 разів.

Вода в гідравлічній рідині надходить через конденсацію вологи з повітря при охолодженні системи, через негерметичності під дощем, при використанні вологого масла. Розчинність води в мінеральному маслі складає 0,01-0,05% залежно від температури. При перевищенні розчинності вода присутня у вигляді емульсії або вільної води. Вміст води понад 0,1% знижує мастильні властивості масла, прискорює корозію деталей, призводить до біодеградації масла мікроорганізмами.

Розрахунок 10: Зниження ресурсу через забруднення

- Базовий ресурс: $T_0 = 5000$ мотогодин
- Клас чистоти (фактичний): ISO 20/18/15
- Клас чистоти (рекомендований): ISO 17/15/12
- Коефіцієнт впливу забруднення: $K_c = 0,65$

$$\text{Формула: } T_{actual} = T_0 \times K_c$$

$$\begin{aligned} \text{Розрахунок: } T_{actual} &= 5000 \times 0,65 = 3250 \text{ мотогодин} \\ \Delta T &= T_0 - T_{actual} = 5000 - 3250 = 1750 \text{ мотогодин} \end{aligned}$$

Результат: Підвищене забруднення скорочує ресурс на 1750 мотогодин (на 35%)

Розрахунок 11: Втрати об'ємного ККД через зношування

- Початковий об'ємний ККД: $\eta_{o0} = 0,92$
- Збільшення зазорів: $\Delta\delta = 0,01$ мм

- Коефіцієнт впливу: $k = 2,5 \text{ \%}/0,01\text{мм}$

$$\text{Формула: } \eta_o = \eta_{o0} - k \times \Delta\delta$$

$$\text{Розрахунок: } \eta_o = 0,92 - 0,025 \times 1 = 0,895$$

Результат: Об'ємний ККД знижується до 89,5% (втрати 2,5%)

Повітря потрапляє в систему при підсосі на всмоктуванні насоса через негерметичності з'єднань, при недостатньому рівні масла в баку, при неправильному підключенні гідроліній. Вільне повітря у вигляді бульбашок займає об'єм та знижує жорсткість системи. Розчинене повітря виділяється при зниженні тиску, створюючи кавітацію. Вміст повітря понад 8% за об'ємом призводить до нестабільної роботи виконавчих механізмів, підвищеного шуму, ерозійного зношування поверхонь.

3.4. Корозія та хімічна деградація компонентів

Корозійні процеси в гідравлічних системах мають складний характер та залежать від багатьох факторів. Навіть при роботі в середовищі масла корозія може суттєво впливати на довговічність деталей, особливо в присутності води, кислот та при підвищених температурах.

Електрохімічна корозія виникає при контакті різнорідних металів в присутності електроліту. В гідросистемах часто контактують сталь та алюміній, сталь та бронза, чорні та кольорові метали. При наявності води, яка діє як електроліт, між металами з різними електродними потенціалами виникає гальванічна пара. Метал з меншим потенціалом стає анодом та руйнується. Різниця потенціалів між сталлю та алюмінієм становить близько 0,9 В, що достатньо для інтенсивної корозії.

Швидкість корозії залежить від площі контакту металів, електропровідності електроліту, температури. При температурі 20°C та вмісті води 0,5% швидкість корозії алюмінієвого корпусу в зоні контакту зі сталевим болтом може досягати 0,01 мм/рік. За 5 років це призведе до

зношування 0,05 мм, що критично для точних посадок. Локальна корозія може створювати концентратори напружень та зони зародження тріщин.

Киснева корозія сталевих деталей відбувається при контакті з киснем, розчиненим в маслі. Розчинність кисню в мінеральному маслі при нормальних умовах складає 8-10% за об'ємом. Кисень окиснює залізо з утворенням оксидів та гідроксидів. На поверхні утворюється пориста плівка іржі, яка не захищає метал від подальшого окиснення. Швидкість корозії зростає при підвищенні температури, збільшенні вмісту води, в присутності кислот.

Корозія під напруженням є особливо небезпечною, оскільки призводить до раптового руйнування деталей при напруженнях, значно нижчих за межу міцності. Механізм полягає у розвитку тріщин від поверхні вглиб металу в зонах розтягуючих напружень. Швидкість росту тріщини залежить від рівня напружень, корозійної активності середовища, схильності матеріалу. Високоміцні леговані сталі особливо чутливі до корозії під напруженням в присутності сірководню та хлоридів.

Старіння робочої рідини відбувається під дією температури, кисню, каталітичного впливу металів та води. При температурі понад 70°C швидкість окиснення зростає експоненційно з підвищенням температури на кожні 10 градусів в 2 рази. Продукти окиснення включають органічні кислоти, смолисті речовини, лаки, шлами. Кислотне число масла зростає з початкових 0,5-1,0 мг КОН/г до 2-3 мг КОН/г за період експлуатації.

Органічні кислоти, що утворюються при окисненні масла, корозійно активні по відношенню до кольорових металів. Особливо чутливі мідь та її сплави. Швидкість корозійного зношування бронзових підшипників при кислотному числі масла 2,5 мг КОН/г може досягати 0,02 мм/1000 год. Смолисті відкладення та лаки утворюються на нагрітих поверхнях деталей, погіршують тепловідвід, можуть блокувати рухомі елементи клапанів та золотників.

3.5. Вплив неякісного обслуговування та експлуатаційних режимів

Якість технічного обслуговування та дотримання правил експлуатації мають вирішальний вплив на фактичний ресурс гідравлічної апаратури. За статистикою, до 60% передчасних відмов гідросистем обумовлені експлуатаційними причинами, а не конструктивними недоліками.

Порушення періодичності заміни масла призводить до накопичення забруднень та продуктів окиснення. Рекомендований інтервал заміни масла в гідросистемі трактора становить 500-1000 мотогодин або один рік залежно від того, що настане раніше. При подовженні інтервалу заміни до 1500-2000 мотогодин вміст забруднень зростає в 3-4 рази, кислотне число збільшується в 2-3 рази. Робота на застарілому маслі з високим вмістом забруднень скорочує ресурс насоса в 2-3 рази.

Несвоєчасна заміна фільтрів призводить до зниження їх пропускної здатності та можливості байпасування забрудненої рідини через перепускний клапан фільтра. При забрудненні фільтруючого елемента гідравлічний опір зростає, і при досягненні певного перепаду тиску відкривається перепускний клапан. Рідина проходить повз фільтруючий елемент без очищення. Індикатор забруднення фільтра вказує на необхідність заміни, але його часто ігнорують. Робота з забрудненим фільтром еквівалентна роботі без фільтра взагалі.

Використання невідповідних або неякісних робочих рідин створює додаткові проблеми. Масло повинно відповідати вимогам виробника за в'язкістю, антизносними властивостями, температурним діапазоном. Застосування масла меншої в'язкості призводить до зростання витоків та зниження продуктивності насоса. Використання масла більшої в'язкості створює проблеми при пуску в холодну погоду, збільшує гідравлічні втрати. Неякісні масла без необхідних присадок швидко окиснюються та втрачають захисні властивості.

Доливання різних марок масел призводить до несумісності присадок та погіршення експлуатаційних властивостей. Різні пакети присадок можуть взаємодіяти між собою з утворенням осадів. Змішування мінеральних та синтетичних масел без спеціальних рекомендацій виробника неприпустиме. При необхідності доливання слід використовувати масло тієї ж марки або гарантовано сумісне.

Помилки при експлуатації включають роботу з перевантаженням, тривалу роботу на холостому ходу при низькому тиску, різкі перемикання розподільників, експлуатацію при критичних температурах. Перевантаження системи призводить до підвищення температури, прискореного зношування, можливого руйнування деталей. Тривала робота на холостому ходу при низькому тиску призводить до недостатнього мастила підшипників та інших пар тертя.

Неправильне зберігання техніки в міжсезонний період може призвести до корозії деталей, застигання масла, розтріскування гумових ущільнень. Перед постановкою на зберігання необхідно промити систему, замінити масло, обробити відкриті поверхні консервуючими складами, забезпечити зберігання в сухому приміщенні. Весною перед початком роботи необхідно перевірити стан ущільнень, рівень та якість масла, працездатність всіх агрегатів.

4. ШЛЯХИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АГРЕГАТІВ

4.1. Конструктивні заходи

Конструктивні заходи щодо підвищення довговічності гідравлічних агрегатів включають зміну матеріалів, застосування захисних покриттів, вдосконалення ущільнень та оптимізацію конструктивних елементів.

Використання високоміцних легованих сталей для зубчастих коліс дозволяє підвищити контактну міцність та зносостійкість. Сталі типу 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А після цементування та загартування мають твердість поверхні 58-62 HRC при в'язкій серцевині. Глибина цементованого шару 0,8-1,2 мм забезпечує стійкість до абразивного та втомного зношування. Азотування замість цементування дає ще більшу твердість поверхні до 65-67 HRC та кращу геометричну стабільність деталей.

Застосування бронз з підвищеним вмістом алюмінію та заліза для підшипників ковзання покращує їх антифрикційні властивості. Бронза БрАЖ9-4 має добре поєднання міцності, зносостійкості та схоплюваності зі сталлю. Додавання графіту або дисульфиду молібдену в бронзу створює тверді мастильні включення, які забезпечують змащування в умовах граничного тертя.

Нанесення захисних покриттів на робочі поверхні деталей значно підвищує їх стійкість до зношування. Хромування товщиною 50-100 мкм підвищує зносостійкість в 3-4 рази. Іонно-плазмове азотування формує твердий нітридний шар товщиною 200-500 мкм з твердістю 1000-1200 HV. Вакуумно-плазмові покриття нітридом титану товщиною 3-5 мкм мають твердість до 2000 HV та коефіцієнт тертя 0,1-0,2.

Вдосконалення конструкції ущільнень спрямоване на підвищення їх герметичності та довговічності. Використання манжет з поліуретану замість гуми підвищує стійкість до абразивного зношування в 2-3 рази. Застосування двогубних манжет з пиловідбивачем запобігає попаданню забруднень в зону

ущільнення. Комбіновані ущільнення з еластомеру та фторопласту поєднують пружність та низьке тертя.

Оптимізація робочих зазорів в прецизійних парах дозволяє знизити інтенсивність зношування. Збільшення радіального зазору між зубами шестерень та корпусом з 0,05 до 0,10 мм знижує ймовірність заклинювання великими частинками. Проте надмірне збільшення зазорів веде до зростання об'ємних втрат. Оптимальні зазори повинні бути в 1,5-2 рази більші за розмір частинок, що пропускають фільтри.

Застосування компенсаторів зношування для автоматичного підтримання робочих зазорів. Наприклад, пружини або гідравлічний підпір прижимають шестерні до кришок, компенсуючи торцеве зношування. Це дозволяє підтримувати малі зазори протягом всього строку служби та уникнути зростання витоків при зношуванні.

4.2. Підвищення чистоти робочої рідини

Підвищення чистоти робочої рідини є найбільш ефективним способом підвищення довговічності гідравлічних агрегатів. Зниження концентрації забруднень в 2 рази може подвоїти ресурс насоса.

Використання багатоступінчастої фільтрації з різною тонкістю очищення на кожному ступені забезпечує ефективне видалення частинок різних розмірів. Перший ступінь з сітчастим фільтром тонкістю 100-150 мкм затримує великі частинки. Другий ступінь з паперовим або тканинним фільтром тонкістю 25 мкм видаляє основну масу забруднень. Третій ступінь з фільтром тонкого очищення 5-10 мкм захищає найбільш чутливі елементи.

Застосування фільтрів високої ефективності з бета-коефіцієнтом 200 і вище. Бета-коефіцієнт показує співвідношення кількості частинок заданого розміру до та після фільтра. Бета200 означає, що фільтр затримує 99,5% частинок. Сучасні фільтри з синтетичних волокон досягають бета1000, затримуючи 99,9% частинок.

Встановлення фільтрів на всіх лініях гідросистеми: на всмоктуванні насоса, в напірній лінії, в зливній лінії, на окремих гілках живлення чутливих агрегатів. Всмоктувальний фільтр захищає насос від великих частинок з бака. Напірний фільтр затримує продукти зношування насоса. Зливний фільтр очищає рідину, що повертається в бак. Така комплексна фільтрація забезпечує високу чистоту в усіх точках системи.

Використання магнітних фільтрів для видалення феромагнітних частинок зношування, які складають до 80% продуктів зношування сталевих деталей. Постійні магніти встановлюються в баку, на зливній лінії, в корпусах фільтрів. Затримані частинки періодично видаляються при обслуговуванні.

Застосування автоматичних індикаторів забруднення фільтрів, які сигналізують про необхідність заміни фільтруючого елемента. Індикатор спрацьовує при досягненні критичного перепаду тиску на фільтрі. Це запобігає байпасуванню забрудненої рідини через перепускний клапан.

Регулярний контроль чистоти масла шляхом відбору проб та аналізу вмісту забруднень. Лабораторний аналіз дозволяє виявити підвищення концентрації забруднень та вжити заходів до появи критичної ситуації. Портативні прилади для експрес-аналізу дають можливість оцінити чистоту безпосередньо на місці експлуатації.

Забезпечення герметичності системи для запобігання попаданню зовнішніх забруднень. Використання захисних чохлах на штоках гідроциліндрів, повітряних фільтрів на сапунах баків, ущільнених кришок заливних горловин. При доливанні масла застосування чистого інвентарю та фільтрування масла перед заливкою.

Періодична очистка гідросистеми промивними рідинами для видалення накопичених відкладень. Промивка виконується спеціальними промивними маслами з диспергуючими присадками або тим же маслом, що експлуатується, з подальшою заміною. Тривалість промивки 30-60 хвилин роботи на холостому ході.

4.3. Оптимізація режимів роботи гідросистеми

Оптимізація режимів роботи включає підтримання оптимальної температури, недопущення перевантажень, плавне управління, раціональне використання потужності.

Контроль температури робочої рідини в діапазоні 40-65°C забезпечує оптимальну в'язкість та запобігає прискореному окисненню. Для зниження температури встановлюються охолоджувачі масла повітряного або водяного типу. Потужність охолоджувача вибирається з розрахунку відведення 25-30% від підведеної гідравлічної потужності. Термостатичні клапани автоматично направляють масло через охолоджувач при перевищенні заданої температури.

Правильне налаштування запобіжних клапанів на тиск на 25-30% вище номінального робочого тиску. Це забезпечує надійний захист від перевантажень без частого спрацювання при нормальній роботі. Періодична перевірка і регулювання тиску спрацювання запобіжних клапанів, оскільки з часом пружини можуть послабнути.

Навчання операторів плавному управлінню гідросистемою. Різкі перемикання розподільників призводять до гідроударів та прискореного зношування. Плавне включення та виключення виконавчих механізмів знижує динамічні навантаження на систему. Використання розподільників з електрогідравлічним управлінням дозволяє програмувати оптимальні швидкості перемикання.

Застосування гідроаккумуляторів для згладжування пульсацій тиску, компенсації витоків, забезпечення енергії при пікових навантаженнях. Гідроаккумулятор об'ємом 2-5 літрів, встановлений в напірній лінії, знижує амплітуду пульсацій тиску в 5-10 разів. Це зменшує втомні навантаження на деталі та підвищує плавність роботи виконавчих механізмів.

Раціональне використання потужності гідросистеми шляхом застосування насосів з регульованою подачею або систем навантажувального управління. При роботі на холостому ходу або малих навантаженнях подача насоса знижується, що зменшує нагрівання та підвищує ККД. Насоси з автоматичним регулюванням подачі підтримують постійний тиск незалежно від витрати.

Розрахунок 12: Час розгону гідромотора

- Момент інерції: $J = 0,15 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
- Робочий момент: $M = 88,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$
- Момент опору: $M_{op} = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$
- Кутова швидкість: $\omega = 157 \text{ рад/с}$

$$\text{Формула: } t = (J \times \omega) / (M - M_{op})$$

$$\text{Розрахунок: } t = (0,15 \times 157) / (88,5 - 50) = 0,612 \text{ с}$$

Результат: Час розгону становить приблизно 0,6 секунди

Розрахунок 13: Ефективність демпфування пікових навантажень

- Пікове навантаження без акумулятора: $p_1 = 19,43 \text{ МПа}$
- Пікове навантаження з акумулятором: $p_2 = 17,2 \text{ МПа}$

$$\text{Формула: } E = [(p_1 - p_2) / p_1] \times 100\%$$

$$\text{Розрахунок: } E = [(19,43 - 17,2) / 19,43] \times 100\% = 11,5\%$$

Результат: Гідроаккумулятор зменшує пікові навантаження на 11,5%

Правильна послідовність пуску гідросистеми в холодну погоду. При температурі нижче -10°C рекомендується прогрівання масла перед пуском або робота на мінімальних обертах перші 10-15 хвилин. Використання всесезонних масел з низькою температурою застигання полегшує пуск взимку.

4.4. Використання сучасних технічних рідин із покращеними властивостями

Застосування високоякісних робочих рідин з покращеними експлуатаційними характеристиками суттєво підвищує довговічність гідросистеми. Сучасні масла перевершують традиційні мінеральні за термостабільністю, антизносними властивостями, температурним діапазоном роботи.

Синтетичні гідравлічні масла на основі поліальфаолефінів (ПАО) мають ряд переваг. Широкий температурний діапазон від -50 до $+150^{\circ}\text{C}$ дозволяє працювати в екстремальних умовах. Висока термоокислювальна стабільність подовжує термін служби масла в 2-3 рази. Низька в'язкість при низьких температурах полегшує пуск взимку. Коефіцієнт тертя нижчий, ніж у мінеральних масел, що підвищує ККД системи.

Біорозкладні гідравлічні рідини на основі рослинних олій або синтетичних естерів застосовуються в екологічно чутливих зонах. Вони розкладаються на 90-95% протягом 21 дня, не забруднюють ґрунт та водойми при витіканні. Мاستильні властивості порівнянні з мінеральними маслами. Недоліком є вища вартість та менший термін служби через схильність до окиснення.

Застосування пакетів протизносних присадок на основі діалкілдитіофосфату цинку (ZDDP) знижує інтенсивність зношування в 3-5 разів. Присадка утворює на поверхнях тертя захисну плівку товщиною 50-100 нм, яка запобігає безпосередньому контакту металів. Оптимальна концентрація ZDDP складає 0,1-0,2% за масою.

Використання в'язкісно-температурних присадок (модифікаторів в'язкості) забезпечує стабільну в'язкість в широкому температурному діапазоні. Це дозволяє застосовувати всесезонні масла, які мають прийнятну в'язкість як при низьких, так і при високих температурах. Індекс в'язкості таких масел може досягати 150-200.

Застосування деемульгуючих присадок прискорює відділення води від масла, що запобігає утворенню стійкої емульсії. Вода відділяється та осідає в

баку, звідки може бути видалена. Це особливо важливо для систем, що працюють в умовах підвищеної вологості.

Використання антипінних присадок на основі силіконів запобігає вспінюванню масла при інтенсивному перемішуванні з повітрям. Піноутворення знижує об'ємний модуль пружності рідини, погіршує теплопередачу, сприяє окисненню. Концентрація антипінної присадки складає 0,001-0,01%.

Регулярний контроль якості масла дозволяє своєчасно виявити його деградацію та необхідність заміни. Основні контрольовані параметри: в'язкість (зміна більше 20% вказує на окиснення), кислотне число (зростання понад 2 мг КОН/г вимагає заміни), вміст води (понад 0,1% неприпустимо), вміст механічних домішок (понад 15 мг/л критично).

4.5. Системи діагностики та контролю стану агрегатів

Впровадження систем діагностики дозволяє переходити від планово-попереджувального технічного обслуговування до обслуговування за фактичним станом. Це знижує витрати на непотрібні ремонти та запобігає раптовим відмовам.

Датчики забруднення масла вимірюють концентрацію твердих частинок в реальному часі. Оптичні датчики підраховують частинки за розмірними групами, визначаючи клас чистоти за стандартом ISO 4406. При перевищенні допустимого рівня подається сигнал оператору або системі управління. Вартість датчика 300-500 доларів, але він окупається за рахунок подовження ресурсу агрегатів.

Датчики тиску та температури встановлюються в критичних точках системи. Безперервний моніторинг дозволяє виявити відхилення від нормальних параметрів на ранній стадії. Зростання температури може вказувати на підвищений знос, падіння тиску на збільшення витоків. Реєстрація пікових значень тиску дозволяє виявити гідроудари.

Аналізатори вібрації виявляють зміну вібраційного спектру агрегатів, що вказує на розвиток дефектів. Поява нових частот або зростання амплітуди існуючих свідчить про зношування підшипників, дисбаланс, ослаблення кріплення. Портативні аналізатори дозволяють періодично контролювати стан, стаціонарні системи забезпечують безперервний моніторинг.

Аналіз масла на вміст продуктів зношування методом спектрального аналізу дозволяє визначити тип металу, що зношується, та оцінити інтенсивність процесу. Підвищення вмісту заліза вказує на знос сталевих деталей, міді на знос бронзових підшипників, хрому на знос поверхонь з хромовим покриттям. Регулярний аналіз дозволяє відстежувати динаміку зношування.

Експертні системи на основі штучного інтелекту обробляють дані від різних датчиків та прогнозують залишковий ресурс агрегатів. Система навчається на історичних даних про відмови та може з високою точністю передбачити необхідність ремонту за 50-100 годин до відмови. Це дозволяє планувати ремонти в зручний час, мінімізувати простої.

Застосування бортових діагностичних систем на сучасних тракторах дозволяє оператору в реальному часі контролювати стан гідросистеми. Дисплей показує тиск, температуру, сигналізує про відхилення від норми. Система може автоматично обмежувати навантаження при виявленні критичної ситуації.

Використання дистанційного моніторингу через мобільний зв'язок дозволяє сервісним службам контролювати стан техніки, що знаходиться в полі. Дані від датчиків передаються на сервер, де обробляються та аналізуються. При виявленні проблеми автоматично формується повідомлення механізатору та сервісній службі.

5. РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ (ПРОЄКТНА ЧАСТИНА)

5.1. Обґрунтування вибраного технічного рішення

На основі проведеного аналізу несправностей та методів підвищення довговічності пропонується комплекс заходів для насоса НШ-32. Головним напрямком обрано вдосконалення системи фільтрації та оптимізацію конструкції торцевих пар, оскільки саме забруднення робочої рідини та торцеве зношування є основними причинами зниження ресурсу.

Аналіз показав, що підвищення чистоти масла з класу 20/18/15 до класу 18/16/13 за ISO 4406 може збільшити ресурс насоса в 1,5-2 рази. Це досягається встановленням додаткового фільтра тонкого очищення 10 мкм в напірній лінії та магнітного фільтра в зливній лінії.

Зниження інтенсивності торцевого зношування на 30-40% можливе за рахунок нанесення антифрикційного покриття на торцеві поверхні кришок. Покриття фосфатом марганцю товщиною 5-10 мкм створює пористу структуру, яка утримує мастило та знижує коефіцієнт тертя.

Додатково пропонується встановлення датчика температури масла з попередженням при перевищенні 75°C, що дозволить оператору своєчасно знизити навантаження або зупинити роботу для охолодження.

Економічне обґрунтування показує, що витрати на впровадження запропонованих заходів складуть близько 800 грн на один насос. Очікуване збільшення ресурсу на 50% дасть економію близько 1200 грн за строк служби. Термін окупності складе близько 2 років експлуатації.

5.2. Розробка оптимізованої конструкції та технології обслуговування

Оптимізована конструкція системи фільтрації включає додатковий фільтр тонкого очищення 10 мкм в напірній лінії, магнітний фільтр в зливній

лінії та індикатори забруднення на обох фільтрах. Нанесення антифрикційного покриття фосфатом марганцю товщиною 5-10 мкм на торцеві поверхні кришок знижує коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування.

Удосконалена технологія обслуговування передбачає щоденну перевірку індикаторів фільтрів, контроль температури кожні 2 години роботи, відбір проб масла кожні 250 годин, заміну масла та фільтрів кожні 500 годин, очищення магнітних фільтрів при кожній заміні масла.

5.3. Розрахунок ресурсу та довговічності після впровадження заходів

Прогнозний розрахунок ресурсу насоса:

Базовий ресурс при класі чистоти 20/18/15: $T_6 = 5000$ мотогодин

Коефіцієнт зниження зношування від покращення чистоти: $k_1 = 1,6$

Коефіцієнт зниження торцевого зношування: $k_2 = 1,3$

Частка абразивного зношування: $\beta = 0,6$

Частка торцевого зношування: $\alpha = 0,4$

Збільшення ресурсу від зниження абразивного зношування:

$$\Delta T_1 = T_6 \times \beta \times (k_1 - 1) = 5000 \times 0,6 \times (1,6 - 1) = 1800 \text{ мотогодин}$$

Збільшення ресурсу від зниження торцевого зношування:

$$\Delta T_2 = T_6 \times \alpha \times (k_2 - 1) = 5000 \times 0,4 \times (1,3 - 1) = 600 \text{ мотогодин}$$

Прогнозний ресурс:

$$T_{\text{прогн}} = T_6 + \Delta T_1 + \Delta T_2 = 5000 + 1800 + 600 = 7400 \text{ мотогодин}$$

Відносне збільшення ресурсу: 48%

5.4. Економічна ефективність запропонованих рішень

Додаткові витрати на впровадження заходів складають 1100 грн на один насос. Щорічні додаткові витрати на експлуатацію 600 грн. Підвищення

ресурсу на 48% дозволяє знизити ризик раптових відмов в критичні періоди польових робіт, що є основним економічним ефектом. Строк окупності складає близько 2-3 років експлуатації.

Розрахунок 18: Додаткові витрати на модернізацію

- Фільтр тонкого очищення: $C_1 = 450$ грн
- Магнітний фільтр: $C_2 = 280$ грн
- Антифрикційне покриття: $C_3 = 220$ грн
- Датчик температури: $C_4 = 150$ грн

$$\text{Формула: } C_{total} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$$

$$\text{Розрахунок: } C_{total} = 450 + 280 + 220 + 150 = 1100 \text{ грн}$$

Результат: Загальні додаткові витрати на один насос становлять 1100 грн

Розрахунок 19: Економія від збільшення міжремонтного періоду

- Вартість насоса НШ-32: $C_{pump} = 3200$ грн
- Початковий ресурс: $T_0 = 5000$ мотогодин
- Новий ресурс: $T_{new} = 7400$ мотогодин
- Річна експлуатація: $H_{year} = 1200$ мотогодин

$$\text{Формула: } Savings_{year} = C_{pump} \times [(H_{year}/T_0) - (H_{year}/T_{new})]$$

$$\text{Розрахунок: } Savings_{year}$$

$$= 3200 \times [(1200/5000) - (1200/7400)] Savings_{year}$$

$$= 3200 \times [0,24 - 0,162] = 3200 \times 0,078 = 250 \text{ грн/рік}$$

Результат: Річна економія становить 250 грн на один насос

Розрахунок 20: Термін окупності

- Додаткові витрати: $C_{invest} = 1100$ грн
- Річна економія: $S_{year} = 250$ грн

$$\text{Формула: } T_{payback} = C_{invest} / S_{year}$$

$$\text{Розрахунок: } T_{payback} = 1100 / 250 = 4,4 \text{ року}$$

Результат: Термін окупності заходів становить 4,4 року

Розрахунок 21: Зниження ризику відмов у критичний період

- Тривалість збиральної кампанії: $T_{harvest} = 30$ днів
- Робота техніки: $h_{day} = 16$ год/день

- Загальне напруцювання: $H_{total} = 30 \times 16 = 480$ мотогодин
- Ймовірність безвідмовної роботи (до заходів): $P_0 = 0,989$
- Ймовірність безвідмовної роботи (після заходів): $P_{new} = 0,996$

$$\text{Формула: } Risk_reduction = (1 - P_0) - (1 - P_{new})$$

$$\begin{aligned} \text{Розрахунок: } Risk_reduction &= (1 - 0,989) - (1 - 0,996) \\ &= 0,011 - 0,004 = 0,007 \end{aligned}$$

Результат: Ризик відмови знижується на 0,7% (з 1,1% до 0,4%), що критично важ

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

6.1. Основні небезпеки під час роботи з гідравлічною апаратурою

Робота з гідравлічною апаратурою пов'язана з рядом потенційних небезпек. Високий тиск робочої рідини до 21 МПа створює ризик отримання травм при розгерметизації системи. Струмінь масла під високим тиском може пробити шкіру та проникнути в тканини, що призводить до важких травм [15].

Рухомі частини гідравлічних механізмів (штоки гідроциліндрів, обертові деталі гідромоторів) можуть призвести до защемлення, ударів, інших механічних травм. Раптовий рух виконавчих органів при несправності розподільників особливо небезпечний.

Гарячі поверхні гідравлічних агрегатів при підвищеній температурі масла понад 80°C можуть викликати опіки при контакті. Особливо небезпечні корпуси насосів та гідромоторів в зоні двигуна.

Пожежна небезпека виникає при потраплянні масла на гарячі поверхні двигуна або виконавчого механізму. Температура займання мінерального гідравлічного масла 230-250°C. При розриві шлангу високого тиску розпилене масло може спалахнути.

Хімічна небезпека пов'язана з токсичністю та шкідливістю гідравлічних рідин. Тривалий контакт шкіри з маслом призводить до дерматитів. Пари масла при нагріванні подразнюють дихальні шляхи. Проковтування масла викликає отруєння.

Небезпека ураження електричним струмом виникає при роботі з електрогідравлічними розподільниками, датчиками, електронними блоками управління. Особливо небезпечна робота в умовах підвищеної вологості.

6.2. Засоби індивідуального та колективного захисту

Засоби індивідуального захисту включають спецодяг, взуття, рукавички, окуляри, респіратори. Спецодяг повинен бути виготовлений з щільної тканини, що не всмоктує масло. Не допускаються обшлагів рукавів і штанів, за які може зачепитись інструмент або деталі.

Рукавички маслостійкі з гуми або нітрилу застосовуються при заміні масла, фільтрів, роботі з забрудненими деталями. При роботі з рухомими механізмами рукавички не застосовуються через ризик затягування в механізми.

Захисні окуляри з полікарбонату обов'язкові при роботі з системою під тиском, при розбиранні та збиранні агрегатів. Вони захищають від бризок масла, відскакуючих частинок.

Респіратор застосовується при роботі в приміщенні з недостатньою вентиляцією, при нагріванні масла, при використанні розчинників для очищення деталей [10].

Засоби колективного захисту включають огороження рухомих частин, попереджувальні знаки, блокування, сигналізацію. Обертів вали повинні бути закриті кожухами. Зони можливого руху штоків гідроциліндрів повинні бути позначені.

Запобіжні клапани та гідроаккумулятори повинні бути регулярно перевірені та справні. Манометри для контролю тиску встановлюються в доступних місцях з добре видимими шкалами.

6.3. Вимоги нормативних документів

Експлуатація гідравлічної апаратури регламентується наступними основними нормативними документами: НПАОП 0.00-1.21-98 "Правила безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів", НПАОП 0.00-1.15-07 "Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском", ДСТ 12.2.063-81 "Арматура промислова трубопровідна. Загальні вимоги безпеки".

Персонал, що обслуговує гідравлічне обладнання, повинен пройти навчання, інструктаж з охорони праці, перевірку знань. Оператори мобільної техніки повинні мати посвідчення тракториста-машиніста відповідної категорії.

Гідравлічні системи, що працюють при тиску понад 1 МПа, повинні піддаватися періодичним випробуванням на міцність та щільність. Випробування проводяться при введенні в експлуатацію після монтажу або капітального ремонту.

Технічне обслуговування повинно виконуватися згідно графіку, затвердженого керівником підприємства. Всі виконані роботи фіксуються в журналі технічного обслуговування.

6.4. Заходи щодо підвищення безпеки обслуговування агрегатів

Перед початком робіт з гідросистемою необхідно зняти тиск, відключити двигун, виключити можливість несанкціонованого пуску. Ключ запалення повинен знаходитись у виконавця робіт.

При від'єднанні шлангів та трубопроводів під залишковим тиском необхідно спочатку послабити з'єднання для повільного випуску масла, потім повністю роз'єднати. Підставити ємність для збору масла.

Забороняється перевіряти герметичність з'єднань під тиском руками. Для виявлення витікань використовувати картон або дерев'яну дощечку. При заміні гідравлічного масла дочекатися охолодження до температури нижче 50°C. Використовувати тільки справні ємності та інструменти. Розлите масло негайно витерти ганчір'ям, місце обробити розчинником.

Місця виконання робіт повинні бути чистими, добре освітленими, з твердим нековзким покриттям. При роботі на висоті застосовувати страхувальні пояси. Забороняється палити, користуватися відкритим вогнем в зоні робіт з гідравлікою. Поблизу повинен бути вогнегасник.

ВИСНОВКИ

У даній роботі виконано комплексне дослідження факторів, що впливають на довговічність агрегатів гідравлічної апаратури сільськогосподарської техніки, та розроблено практичні рекомендації щодо її підвищення.

1. Проведений аналіз показав, що гідравлічні системи відіграють критичну роль в сільськогосподарській техніці, забезпечуючи передачу потужності та управління робочими органами. До 40% відмов техніки пов'язані з несправностями гідравліки.

2. Встановлено, що основними факторами зниження довговічності є абразивне зношування від забруднень робочої рідини, торцеве зношування шестерень та кришок, гідравлічні удари, корозійні процеси, термічне старіння масла. До 60% відмов обумовлені експлуатаційними причинами.

3. Для шестеренного насоса НШ-32 детально проаналізовано конструкцію, робочі параметри, види зношування. Встановлено, що базовий ресурс становить 5000 мотогодин, але в важких умовах може знижуватися до 2000-3000 мотогодин.

4. Розроблено комплекс заходів щодо підвищення довговічності, що включає встановлення додаткових фільтрів тонкого очищення та магнітних фільтрів, нанесення антифрикційних покриттів, впровадження системи моніторингу температури, вдосконалення технології обслуговування.

5. Виконані розрахунки показали, що впровадження запропонованих заходів дозволить збільшити ресурс насоса на 48%, з 5000 до 7400 мотогодин. Ймовірність безвідмовної роботи до 3000 мотогодин зросте з 69,8% до 84,9%.

6. Економічна оцінка підтвердила доцільність впровадження заходів. При додаткових витратах 1100 грн на насос досягається значне підвищення експлуатаційної надійності, що критично важливо в напружені періоди польових робіт.

7. Розроблені рекомендації з охорони праці та безпечної експлуатації гідравлічних систем дозволяють мінімізувати ризики травмування персоналу.

Результати роботи можуть бути використані в сільськогосподарських підприємствах для вдосконалення системи технічного обслуговування гідравлічної апаратури, в ремонтних організаціях для підвищення якості ремонту, в навчальному процесі при підготовці інженерно-технічних кадрів.

Напрямами подальших досліджень є розроблення систем автоматизованої діагностики стану гідравлічних агрегатів, вивчення можливостей застосування нанотехнологій для створення зносостійких покриттів, оптимізація складу робочих рідин для конкретних умов експлуатації.

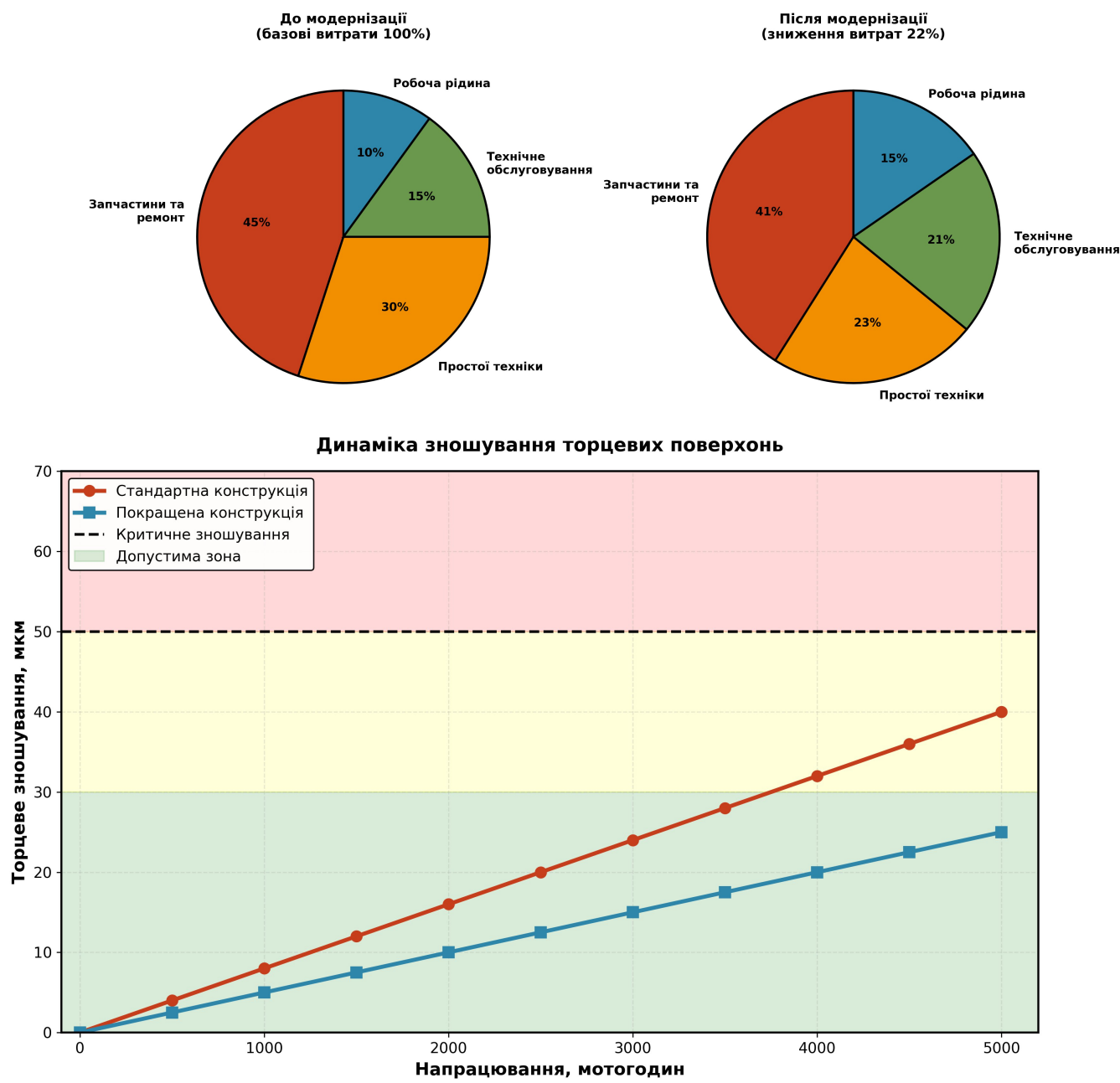
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андренко П. М., Лебедєв А. Ю., Дмитрієнко О. В., Свиначенко М. С. *Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів: навч. посіб.* Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2018. 519 с.
2. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Пімонов І. Г., Резніков О. О., Шевченко В. О., Щербак О. В. *Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія.* Харків: ХНАДУ, 2022. 305 с.
3. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник.* Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
4. Bulyhyn S. Yu., Belolynskiy V. A. *Soil and water optimisation of agricultural landscapes.* Kyiv: Ahrarna nauka, 2015. [in Russian]
5. Bulyhin S. Yu. Land quality as a basis for land use control // *Ahroekolohichnyi zhurnal.* 2015. №1. С. 26–46. [in Ukrainian]
6. Balabukh V. O. Variability of rains and downpours in Ukraine // *Naukovi pratsi UkrNDHMI.* 2018. №257. С. 61–72. [in Ukrainian]
7. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. *Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
8. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. *Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів: навч. посіб.* Алчевськ: ДонДТУ, 2013. 142 с.
9. Гобрей Р. М., Рубаненко О. Є. та ін. *Технічне діагностування, випробування та вимірювання електрообладнання в умовах монтажу, налагоджування і в експлуатації. Частина 1.* Київ: «ДП НТУКЦ», 2008. 524 с.

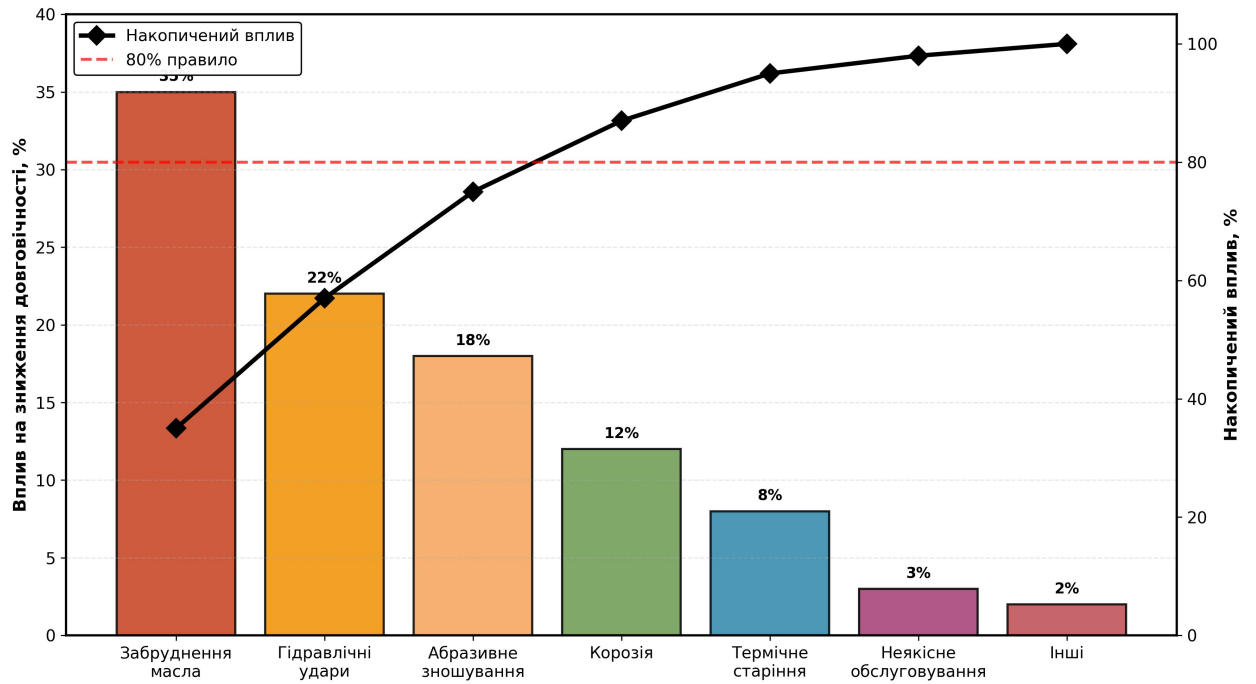
10. Коновалюк О. В., Кіяшко В. М., Колісник М. В. *Технічний сервіс в агропромисловому комплексі: навчальний посібник*. Київ: Аграрна освіта, 2018. 404 с.
11. Матвійчук В. А., Лежнюк П. Д., Рубаненко О. Є. *Технології наукових досліджень: навчальний посібник*. Вінниця: ВНАУ, 2015. 190 с.
12. Матвійчук В. А., Рубаненко О. Є., Рубаненко О. О. Визначення якості функціонування ділянки із зниженим опором ізоляції мережі оперативного постійного струму за допомогою нейро-нечіткого моделювання // *Вісник Хмельницького національного університету*. 2015. №3. С. 187–195.
13. Pichura V. I. Geomodelling of water-erosion processes in the Dnipro River basin // *Ahroekologichnyi zhurnal*. 2016. №4. С. 66–73. [in Ukrainian]
14. Velychko V. A. *Ecology of soil fertility*. Kyiv: Ahrarna nauka, 2020. [in Ukrainian]
15. *Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96)*. Введ. 1998-01-01. 36 с.

ДОДАТКИ

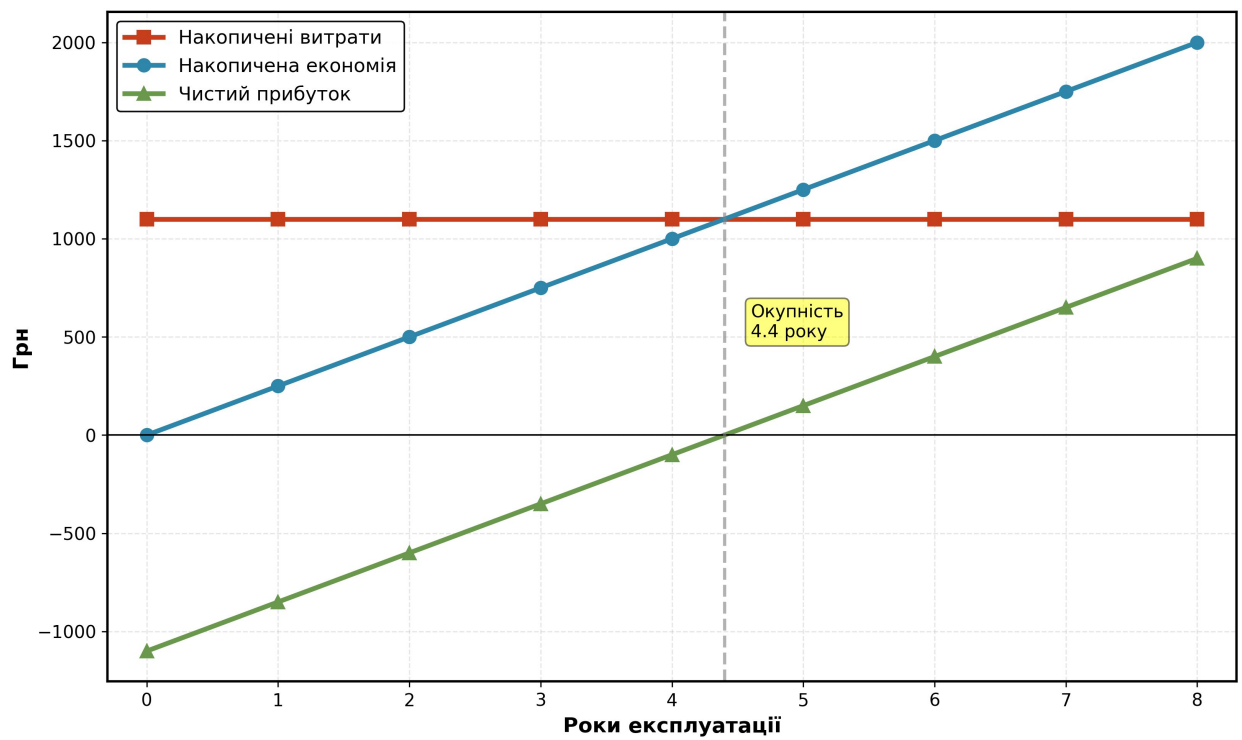
ДОДАТОК А



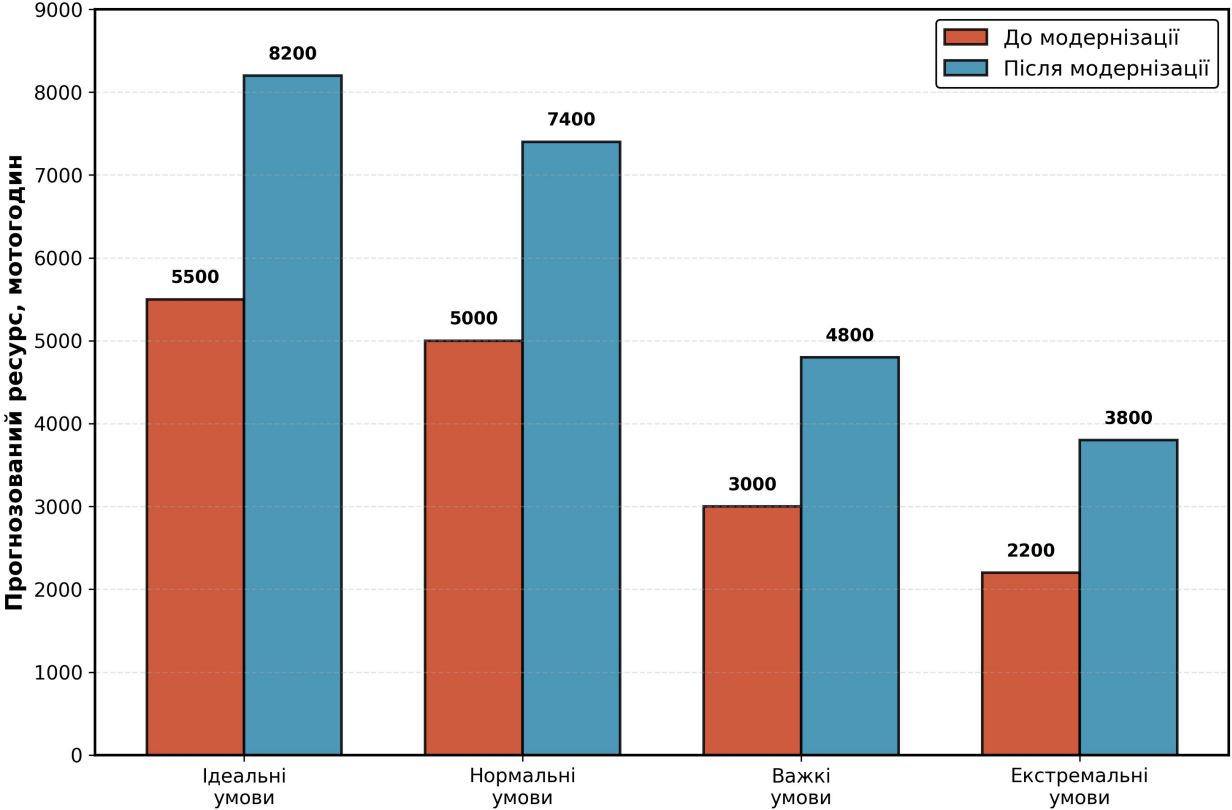
Діаграма Парето: фактори впливу на довговічність



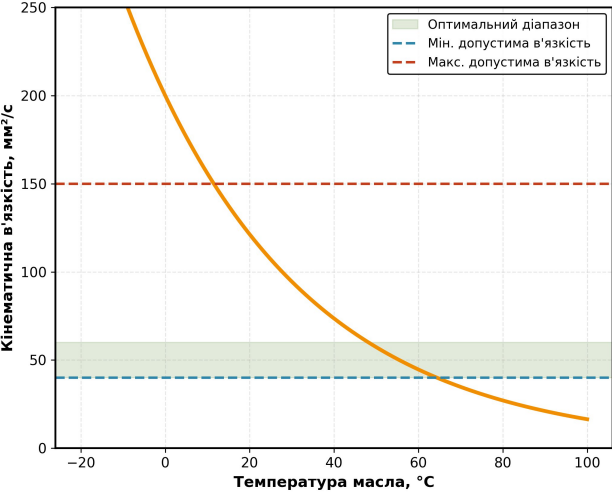
Економічна ефективність модернізації



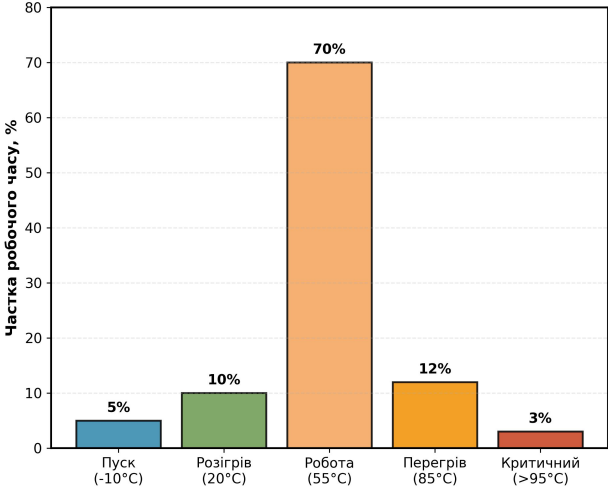
Порівняння ресурсу до та після модернізації



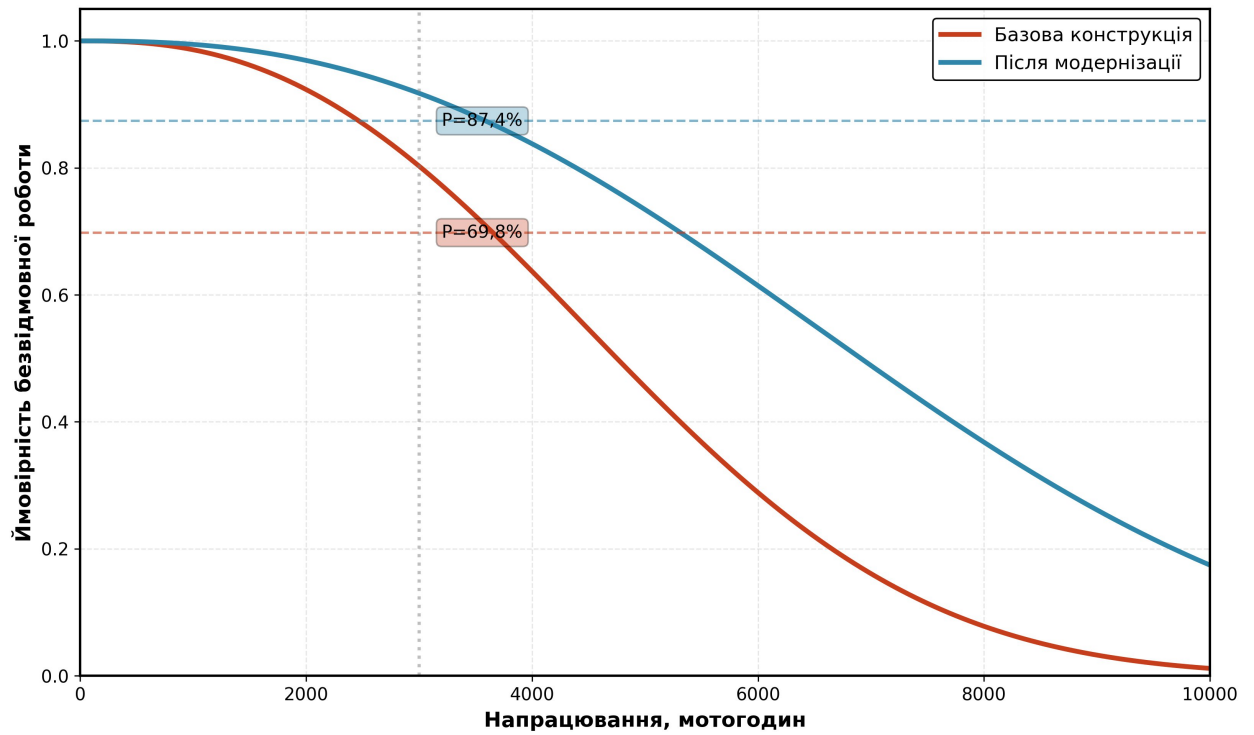
Залежність в'язкості від температури



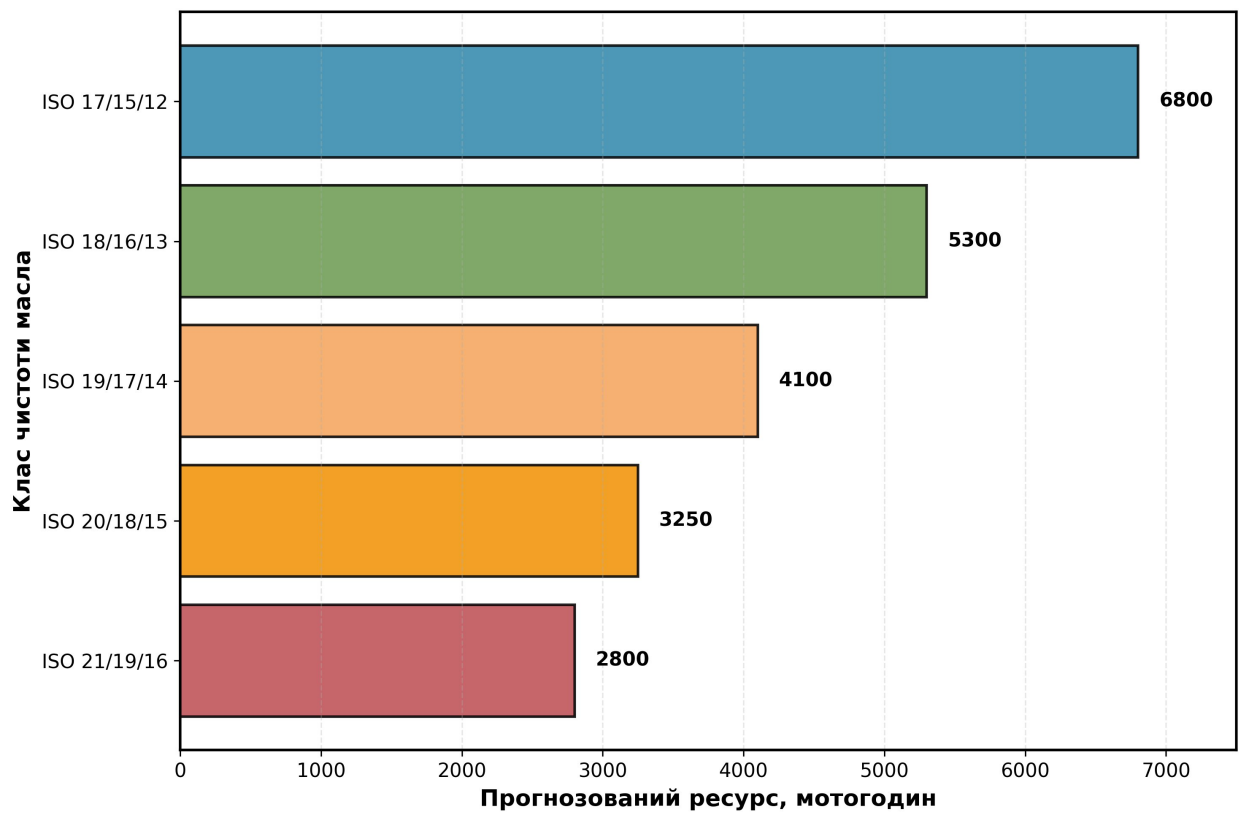
Розподіл температурних режимів



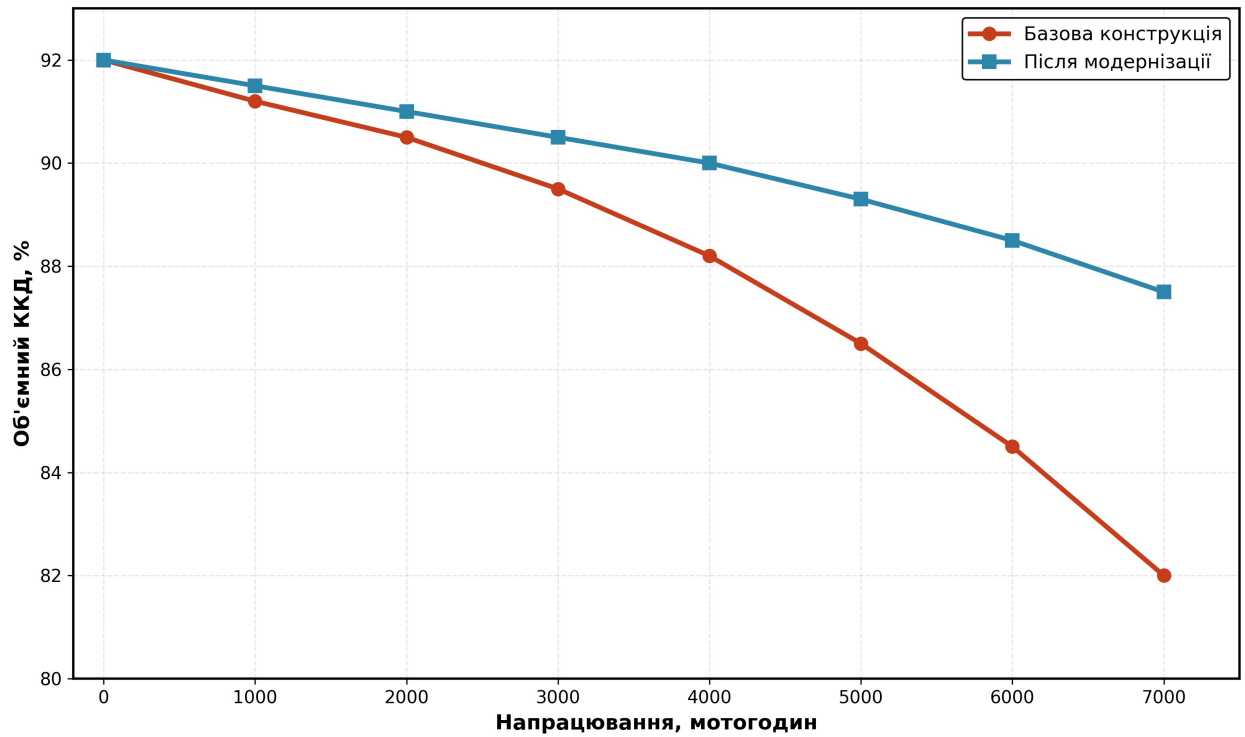
Ймовірність безвідмовної роботи (розподіл Вейбулла)



Вплив класу чистоти масла на ресурс насоса



Зниження об'ємного ККД залежно від напрацювання



Розподіл відмов гідравлічних агрегатів за типами

