

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ
ДВИГУНІВ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-21
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Форий Олександр Леонідович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н. ДОЦ.

(вчене звання)

Дудін В. Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 2022 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Форий Олександр Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Удосконалення методів оцінки технічного стану агрегатів системи мащення дизельних двигунів»

керівник роботи

Мельянцов Петро Тимофійович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом вищого навчального закладу від

« 18 » жовтня 2022 року № 3008

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Аналіз конструкцій вузлів системи мащення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Аналіз показників експлуатаційної надійності вузлів системи мащення (ДВЗ). Аналіз методів діагностування агрегатів та вузлів системи мащення двигунів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити 1. Конструктивні особливості агрегатів системи мащення двигуна та завдання роботи. 2. Теоретичні передумови зміни умов мащення дизеля в умовах експлуатації 3. Методичні питання експериментального аналізу надійності агрегатів системи мащення. 4. Результати з обґрунтування способів діагностування агрегатів системи мащення 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічні розрахунки. Висновки. Бібліографічний список.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень (3 арк., А4). 2. Теоретичні дослідження (2 арк., А4). 3. Методика досліджень (3 арк., А4). 4. Лабораторні дослідження (3 арк., А4). 5. Економічні показники (1 арк., А4). 6. Висновки (3 арк., А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Мельянцов П. Т., доцент		
2	Мельянцов П. Т., доцент		
3	Мельянцов П. Т., доцент		
4	Мельянцов П. Т., доцент		
5	Деркач О. Д., доцент		
6	Вініченко І. І., професор		
нормоконтроль	Мельянцов П. Т., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 30.09.2022 р.	
2	Теоретичний	до 15.10.2022 р.	
3	Експериментальний	до 02.11.2022 р.	
4	Охорона праці	до 15.11.2022 р.	
5	Економічний	до 25.11.2022 р.	
6	Демонстраційна частина	до 05.12.2022 р.	

Студент

_____ (підпис)

Форій О. Л.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мельянцов П. Т.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Форий О. Л. «Удосконалення методів оцінки технічного стану агрегатів системи мащення дизельних двигунів» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2022 р.

Із конструктивного аналізу агрегатів системи мащення дизельних двигунів та існуючих методів контролю їх технічного стану робиться висновок про актуальність розроблення нових способів їх контролю.

На основі теоретичних досліджень взаємозв'язку між параметрами технічного стану агрегатів системи мащення двигуна і діагностичними параметрами вказується, що контроль насоса системи мащення необхідно проводити за часом стабілізації тиску оливи від початку запуску насоса до виходу його на заданий режим, а фільтра за перепадом тиску при якому почне обертатись його ротор.

Для реалізації даних способів розроблюються методики які розглядають дефектацію основних деталей вузлів системи мащення, а також проведення досліджень з обґрунтування діагностичних параметрів для контролю технічного стану насоса і фільтра.

Отримані результати досліджень, які підтверджують ефективність запропонованих способів контролю масляного насоса та центробіжного фільтра.

Ключові слова: дизельний двигуна, насос, відцентровий фільтр, структурний параметр, діагностичний параметр, передремонтне діагностування.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА ТА ЗАВДАННЯ РОБОТИ.....	11
1.1 Конструкції систем мащення і очищення двигунів внутрішнього згоряння.....	11
1.2 Технічні характеристики масляних насосів.....	15
1.3 Технічні характеристики масляних центрифуг.....	17
1.4 Методи та засоби контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна.....	19
1.5 Мета й завдання досліджень.....	20
2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛЯ.....	22
2.1 Аналітичний розгляд взаємозв'язку між структурними і функціональними параметрами технічного стану масляного насоса.....	22
2.2 Вихідні передумови діагностування відцентрових фільтрів очищення оливи.....	23
2.2.1 Математична модель відцентрового фільтра очищення олії.....	26
2.2.2 Клапани мастильної системи.....	32
3. МЕТОДИЧНІ ПИТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ НАДІЙНОСТІ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ.....	36
3.1 Програма та загальна методика досліджень.....	36
3.2 Контроль деталей масляного насоса.....	38
3.3 Методика дефектації деталей фільтруючого елемента системи мащення двигуна.....	40
3.4 Експериментальна установка для досліджень вузлів системи мащення дизеля.....	41
3.4.1 Методика визначення технічного стану насоса системи мащення.....	43
3.4.2 Методика визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску.....	45

4. РЕЗУЛЬТАТИ З ОБГРУНТУВАННЯ СПОСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ.....	48
4.1 Результати контролю деталей вузлів системи мащення.....	48
4.1.1 Результати дефектації деталей масляного насоса.....	48
4.1.2 Результати дефектації деталей фільтруючого елемента.....	52
4.2 Результати контролю працездатного стану масляного насоса.....	53
4.3 Результати визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску.....	56
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	60
5.1 Організація охорони праці в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів.....	60
5.2 Пожежна безпека в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів.....	61
5.3 Покращення умов праці при випробовуванні агрегатів системи мащення двигуна.....	62
5.4 Охорони праці при ремонті агрегатів системи мащення двигуна.....	65
5.5 Дії у надзвичайних ситуаціях при ремонті агрегатів системи мащення двигуна.....	66
6. ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	68
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	76
СПИСОК ДЖЕРЕЛ.....	79

ВСТУП

Працездатність мобільних машин агропромислового комплексу в значній мірі залежить від технічного стану двигунів внутрішнього згорання. Це обумовлюється в першу чергу умовами експлуатації двигунів, а також їх конструктивними особливостями, які включають в себе різні механізми (кривошипно-шатунний, газорозподільчастий), системи (мащення, охолодження та ін.) та групи (циліндро-поршнева), деталі яких працюють в stato-динамічному режимі і мають різний ресурс до капітального ремонту.

Аналіз експлуатаційної надійності двигунів внутрішнього згорання показав, що їх ресурс в першу чергу визначається зміною структурних параметрів технічного стану деталей пар тертя, який проявляється в порушенні посадок в спряженнях і як наслідок втрати роботоздатності.

Детально проведений аналіз відмов двигунів внутрішнього згорання показав, що зміна структурних параметрів деталей на 80 % обумовлюється абразивним та гідроабразивним зношеннями їх робочих поверхонь. При цьому, наявність абразивних домішок, які забруднюють мастило викликають не тільки підвищений знос пар тертя, але й призводять до задирів на робочих поверхнях деталей та виходу їх із ладу, а також зменшують термін служби олії до її заміни в двигуні.

Останнім часом проводиться безперервне вдосконалення конструкції двигунів у напрямку покращення їх питомих показників за потужністю та масою, що значно підвищує напруженість роботи пар тертя та їх чутливість до абразивних забруднень. Такий стан справи вказує на розроблення додаткових заходів з запобігання абразивному зносу, які є значним резервом у підвищенні зносостійкості деталей та ресурсу двигунів внутрішнього згорання.

Заходи з запобігання інтенсивному зношенню деталей двигунів включають в себе наступне: стабільна (довговічна) робота насосів системи мащення двигуна; ефективний захистом пар тертя від абразивних частинок

забруднень; підвищенням абразивної зносостійкості робочих поверхонь деталей. Вказані шляхи є актуальними та необхідними.

Являється явним, що зменшення абразивного та гідроабразивного зношення деталей в значній мірі буде обумовлюватись показниками надійності основних агрегатів системи мащення двигуна, до яких належать масляні насоси та відцентрові фільтри, які відповідно забезпечують подачу робочої рідини до пар тертя і одночасно очищають її від абразивних забруднень та інших домішок.

Водночас в умовах експлуатації у агрегатів системи мащення двигуна також проходять структурні зміни в деталях, які негативно впливають на їх технічний стан, обумовлюючи погіршенням вихідних параметрів. Визначення технічного стану агрегатів системи мащення двигуна можливе за рахунок застосування існуючих методів та засобів для їх діагностування.

В даний час стало очевидним, що для визначення технічного стану агрегатів системи мащення двигуна використовуються засоби функціонального діагностування. Застосування діагностичних приладів для контролю агрегатів системи мащення дизеля, в процесі виведення їх на основний робочий режим, обумовлює значну трудомісткість контрольних робіт та похибку при визначенні кількісної оцінки параметрів.

Безперервні конструктивні впровадження до систем та механізмів двигунів, які не завжди підвищують їх експлуатаційну довговічність, а також не достатня кількість приладів для ефективного контролю їх технічного стану обумовлюють зниження попиту на їх використання [1, 2, 3].

В зв'язку з цим виникає необхідність дослідження ефективних методів контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна, які за своїми характеристиками забезпечували необхідну якість та мали мінімальну трудомісткість.

Основною метою цієї роботи є підвищення ефективності процесу діагностування агрегатів системи мащення двигунів внутрішнього згорання на основі реалізації нових методів їх діагностування.

Досягнення поставленої мети можливе за рахунок вирішення наступних задач:

1. Провести контроль технічного стану структурних параметрів деталей вузлів системи мащення дизельних двигунів.
2. Розробити математичні моделі роботи насоса системи мащення та фільтруючих елементів.
3. Обґрунтувати діагностичні параметри контролю технічного стану масляного насоса і фільтра для проведення передремонтного діагностування.
4. Провести експериментальні дослідження з підтвердження способів діагностування вузлів системи мащення двигуна при проведенні їх передремонтного діагностування.

Об'єкт дослідження: Закономірності зміни структурних параметрів технічного стану деталей агрегатів системи мащення дизельних двигунів.

Предмет дослідження: Процеси діагностування технічного стану агрегатів системи мащення дизельних двигунів на стато-динамічних режимах їх функціонування.

Практичне значення одержаних результатів:

- розроблена методика контролю технічного стану насоса системи мащення за контролем часу стабілізації тиску оливи від початку його роботи до виходу на заданий режим, являється основою для розробки методу передремонтного діагностування насосів.

- запропонована методика контролю технічного стану відцентрових фільтрів по контролю значення перепаду тиску, при якому починається обертання ротора фільтра може бути застосована при проведенні робіт з передремонтного діагностування фільтруючих елементів.

Апробація роботи. Прийнято участь у 10-й міжнародній науково-практичній конференції «Виклики науці сучасності» (16-18 листопада 2022 р.; - Washington, США) НПК «ІнтерКонф». Вид-цтво EnDeavours, 2022. 511 с.

Публікації. Форий О. Л. Удосконалення методу передремонтної оцінки технічного стану відцентрових фільтрів системи мащення дизельних

двигунів / О. Л. Форий, П. Т. Мельянцов // «Виклики науці сучасності»: матеріали Міжнарод. наук.-практ. конф. – Washington: Вид-цтво EnDeavours, 2022. – С. 425-431.

1. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА ТА ЗАВДАННЯ РОБОТИ

1.1 Конструкції систем мащення і очищення двигунів внутрішнього згоряння

Мастильна система є однією з найважливіших систем дизеля, яка обумовлює його надійну та економічну роботу. Вона виконує функції зниження зносу та тертя деталей двигуна, ущільнення кільцевого зазору між поршневим кільцем і циліндром, охолодження пар тертя і поршнів, видалення з деталей двигуна продуктів зносу, захисту деталей двигуна від корозії, забезпечення мінімального витрачання мастила [4].

У мастильних системах сучасних двигунів використовують високоефективні олії з присадками, які забезпечують тривалу роботу двигунів. У таких системах передбачена: примусова подача олії під тиском до поверхонь тертя, переважної більшості вузлів кривошипно-шатунного механізму та механізму газорозподілу; відносно малі ємності мастильних систем та заходи щодо запобігання насичення олії повітрям; пристрої для примусового охолодження олії і в тому числі радіатори рідинного охолодження, що включені безпосередньо до головної магістралі охолодження; повнопоточна або комбінована система тонкого очищення олії; примусова замкнута система вентиляції картера в карбюраторних двигунах, а також спеціальні заходи щодо покращення змащування найбільш навантажених вузлів та деталей у пусковий період роботи двигунів.

У двигуна під тиском змащуються майже всі підшипники ковзання (корінні та шатунні колінчастого та розподільчого валів, коромисел клапанів, приводу масляного насоса, зубчастих коліс або валів приводу паливного насоса високого тиску, регулятора, турбонагнітач та ін.). У деяких двигунах під тиском змащуються також направляючі штовхачів, поршневі пальці у верхній головці шатуна, підшипники валу приводу розподільника запалювання та валу приводу водяного насоса, плунжерні пари паливного

насоса високого тиску. Інші поверхні тертя (циліндри, поршні, шестерні розподілу та ін.) змащуються, як правило, розбризкуванням олії [5].

Максимальний тиск олії в головній магістралі у підшипників колінчастого валу становить від 0,2 до 0,7 МПа. Витрата олії підшипниками колінчастого валу в нових і зношених двигунах досягає відповідно 82 та 96 % подачі масляного насоса. Загальна витрата олії через корінні підшипники колінчастого валу від 15 до 73 разів більше, ніж через шатунні. Витрата масла через підшипники розподільного валу та клапанний механізм у нових двигунах становить відповідно від 2,1 до 14,2 % та від 0,2 до 2,7% [6].

Мастильні системи різних двигунів можуть бути класифіковані за характерними для них ознаками (рис.1).

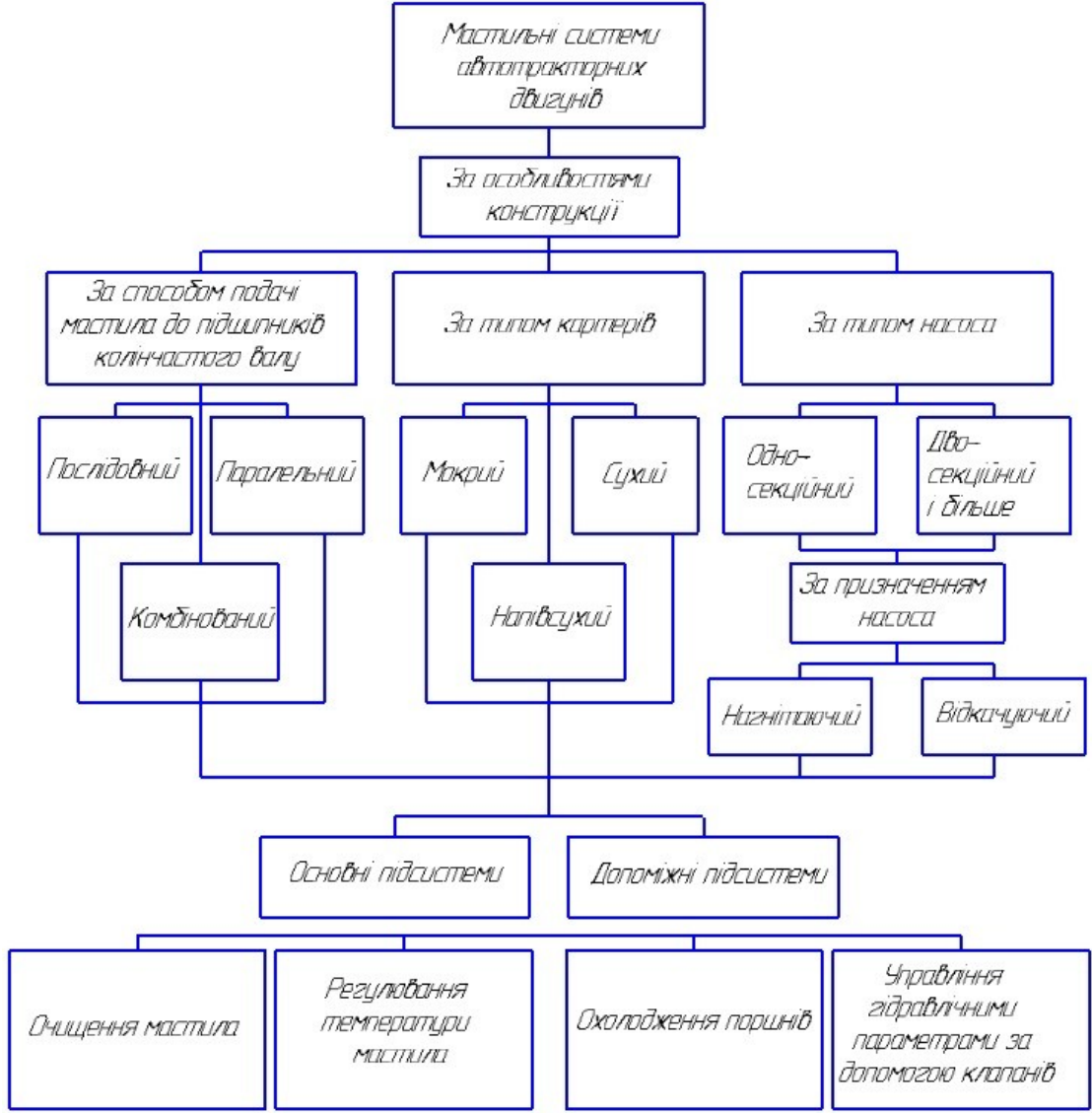


Рисунок 1.1 – Класифікація мастильних систем автотракторних двигунів

За конструктивними особливостями в двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ), які застосовуються на мобільних машинах агропромислового комплексу найбільш частіше застосовуються двигуни з мокрим картером, масляними насосами шестеренного типу (одно-двох-і трьохсекційні) і системою очищення мастила, яка включає в себе фільтри тонкої і грубої очистки.

Вагоме значення для мастильних системи автотракторних двигунів має підсистема очистки мастила. Її наявність забезпечує очистку мастила від забруднень, що збільшує його ресурс, так як наявність забруднень впливає на довговічність присадок, які обумовлюють технічний стан мастила. Крім того, очищення оливи в системі мащення двигуна зменшує гідроабразивне спрацювання деталей в спраженнях, що забезпечує збільшення ресурсу його роботи. Класифікація підсистем очистки мастила наведена на рис.1.2.

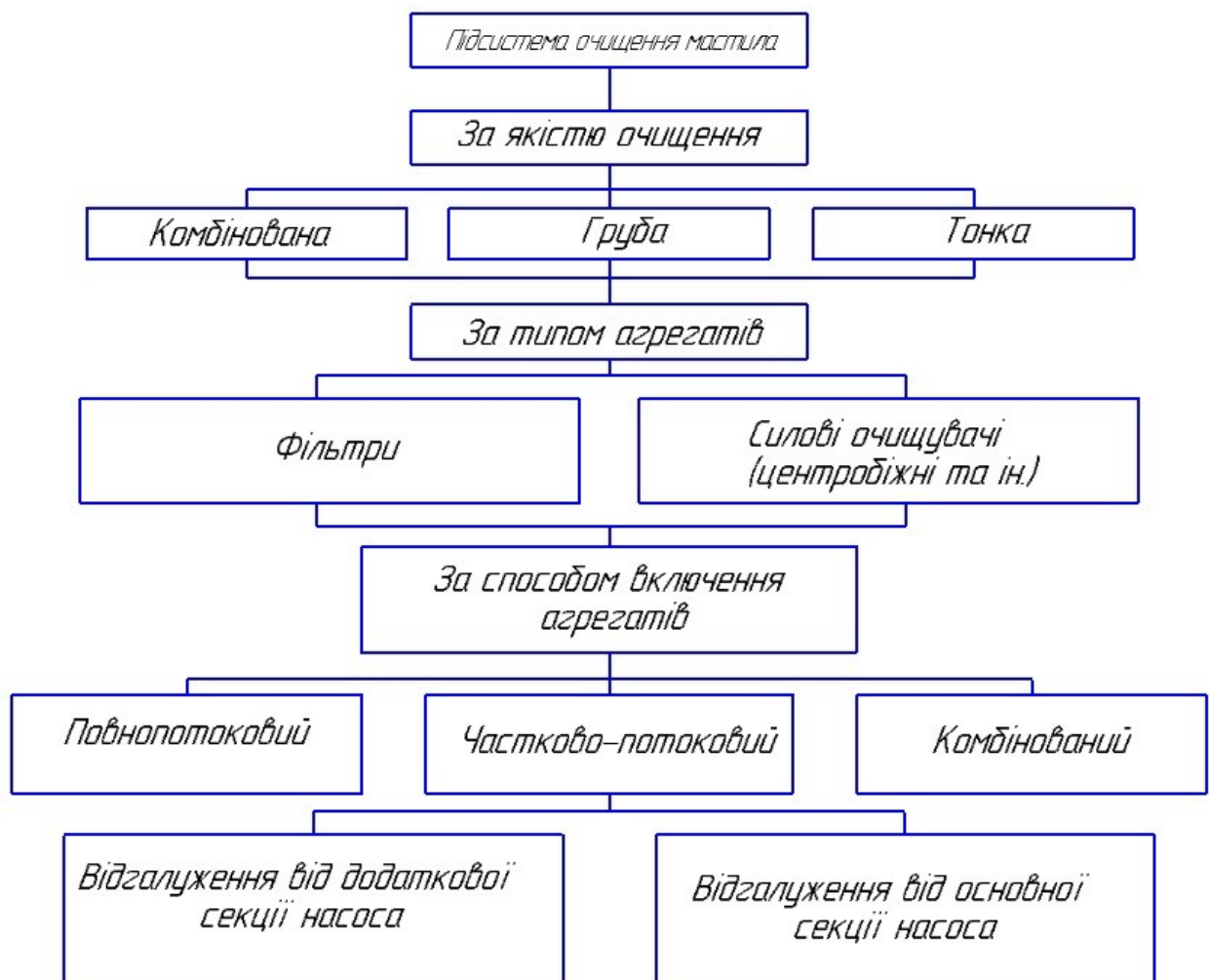


Рисунок 1.2 – Класифікація підсистем очистки мастила

Різноманітність систем очищення олії обумовлюється конструктивними особливостями двигунів, які мають різну потужність, швидкісний режим та ін.

Наприклад мастильна система дизеля КамАЗ-740 (рис. 1.3) – комбінована, з «мокрим» картером. До неї входить масляний насос шестеренного типу, два фільтри (відцентровий і повнопотоковий), масляний піддон (основна ємність), масляний радіатор, масляні магістралі, в яких передбачені перепускні та запобіжні клапани і манометр.

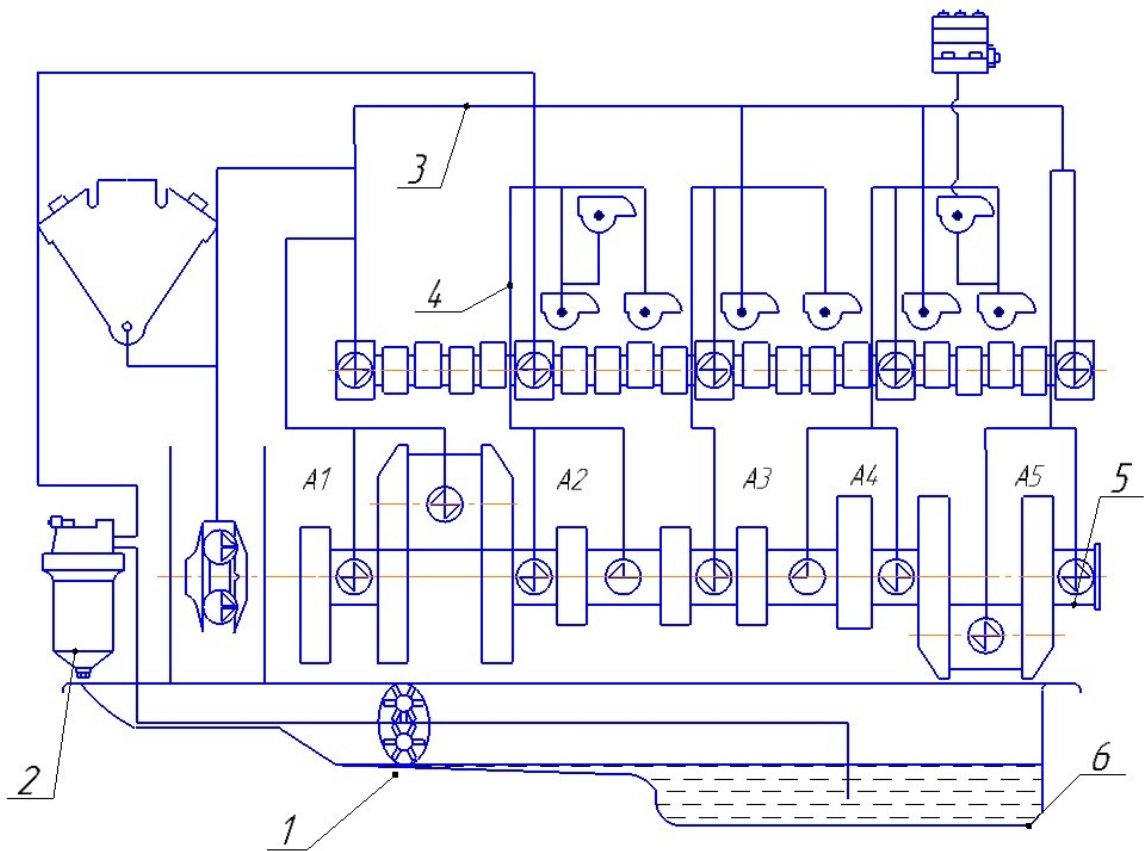


Рисунок 1.3 – Схема системи змащення двигуна КамАЗ-740:
 1 – масляний насос; 2 – масляний фільтр; 3 – головний масляний канал;
 4 – канал підведення до корінної шийки; 5 – корінні шийки; 6 – масляний картер

З піддону масло через маслосабірник всмоктується секціями масляного насоса і подається до відцентрового фільтра, в якому проходить його очищення, і після очистки поступає до масляних магістралей двигуна.

Масляний насос шестеренного типу, двохсекційний, продуктивність основної секції 85 л/хв., а радіаторної – 16 л/хв. Основна секція працює на систему мащення двигуна, а радіаторна на очищення (в фільтр відцентрового очищення і радіатор).

Повнопотоковий фільтр очищення масла кріпиться до правої стінці блоку циліндрів. При збільшенні опору фільтру масло минає фільтруючий елемент і надходить через перепускний клапан в головну магістраль.

Проведений аналіз конструктивних особливостей систем мащення двигуна показав, що основними її складовими являються масляні насоси, фільтруючі елементи та клапанна система, зміна технічного стану яких буде впливати на довговічність роботи двигуна.

1.2 Технічні характеристики масляних насосів

Масляний насос являється одним із основних агрегатів мастильної системи двигунів внутрішнього згорання до функцій якого належить подача оливи до пар тертя. В мастильних системах дизельних двигунів, якими оснащуються машинно-тракторний парк агропромислового комплексу, застосовують насоси шестеренного типу.

За конструктивними особливостями найбільш розповсюдженими являються односекційні і двохсекційні агрегати. У односекційних насосів основна секція працює на подачу робочої рідини в систему мащення двигуна до пар тертя, а також до радіатора на її охолодження. Односекційний масляний насос установлюється на двигунах марки Д-240 та його модифікаціях.

До конструктивних особливостей насосів даної марки слід віднести наступне: насос закріплюється на кришці першого корінного підшипника; валик обертається в бронзових втулках; корпус і кришка стягуються болтами без прокладки, завдяки ретельній обробці привалювальних площин; у насоса відсутній редукційний клапан (який монтується в корпусі масляної центрифуги).

Масляні насоси двигунів СМД-64 та його модифікацій складаються із головної і радіаторної секції. Основна секція насоса забезпечує подачу робочої рідини до пар тертя систем та механізмів двигуна, а радіаторна перекачує її через масляний радіатор для охолодження. До особливостей конструкції даних насосів слід віднести: вали виготовлені за одне ціле з ведучою та веденою шестернями головної секції; навпроти нагнітаючої порожнини в корпусі головної секції встановлено редуційний клапан, а в корпус радіаторної – запобіжний клапан.

Основні характеристики масляних насосів тракторних і комбайнових двигунів наводяться в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики масляних насосів тракторних і комбайнових двигунів

№ з/п	Двигун	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання валу насоса, хв. ¹	Подача, л/хв.	Тиск, МПа	Число зубів шестерні, (z)	Ширина шестерні, мм
1	Д-240	58,8	2350	36	0,7...0,75	11	28
2	СМД-31А	162	1410	120	0,65	12	16
3	СМД-62	121,3	1870	70*/18**	0,8/0,2	10	40/10
4	ЯМЗ-236НБ	147,2	3100	140/25	0,6/0,05	8	55/10
5	ЯМЗ-240Б	220,8	3000	130/39	0,6/0,2	9	55/10
6	Д-130	117,7	1700	70/25x2	0,7	10	50/19,2

*Для нагнітаючої секції, **Для радіаторної секції.

Аналіз технічних характеристик масляних насосів, наведених в табл. 1.1, показує, що продуктивність насоса знаходиться в залежності від геометричних розмірів шестерень качаючих вузлів і структурних параметрів їх технічного стану.

Продуктивність насоса визначається за виразом [7, 8, 9]:

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (1.1)$$

де Q_1 – кількість мастила, необхідного для змащення пар тертя і

відводу від них тепла;

Q_2 – кількість мастила, необхідного для подачі до інших додаткових агрегатів.

В свою чергу для визначення необхідної кількості мастила для системи мащення двигуна застосовують наступні вирази:

$$Q = q_m / c_m \cdot \gamma_v \cdot \Delta t, \quad (1.2)$$

або

$$Q_1 = N_e \cdot (20 \div 48), \quad (1.3)$$

де q_m – кількість тепла, що відводиться в мастило, *ккал/год.*;

c_m – питома теплоємність мастила, *ккал/кг.*;

γ_v – щільність мастила, *кг/л.*

Δt – перепад температур на вході в масляний картер і виході з нього.

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

Являється явним, що основна частина мастила подається до пар тертя кривошипно-шатунного механізму двигуна. В зв'язку з цим при збільшенні діаметральних зазорів в корінних підшипниках доцільним буде збільшення продуктивності насоса.

Так на номінальному режимі нового насоса двигуна ЯМЗ-238 доля продуктивності масляного насоса, яка припадає на редуційний клапан, складає 48,3 %, ЗІЛ-130 – 62,5 %, ЗМЗ-53 – 31,1 %. У зношених двигунів ця доля зменшується: ЗІЛ-130 – 15,2 %, ЗМЗ-53 – 5,4 % [7, 8, 9].

Таким чином продуктивність масляного насоса суттєво визначає подачу мастила до підшипників колінчастого валу, особливо в процесі зміни їх структурних параметрів технічного стану.

1.3 Технічні характеристики масляних центрифуг

В процесі роботи двигуна мастило поступово забруднюється частинками палива, що не згоріло, продуктами окислення та пилом, яка проникає до двигуна. В зв'язку з цим виникає необхідність постійної очистки масла від крупних частинок абразиву та значної частини дрібних частинок пилу та осадків. Вона забезпечується наявністю відцентрових фільтрів.

Основні характеристики масляних центрифуг двигунів наводяться в табл.1.2

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики масляних центрифуг дизельних двигунів

№ з/п	Двигун	Вмістимість ротора, см ³	Частота обертання ротора, хв ⁻¹ .	Витрати мастила, л/хв.		Тиск мастила, МПа	
				через ротор в магістраль	на привід ротора	на вході в центрифугу	на виході із центрифуги
1	Д-240	800	Більше 5000	26	0	0,7	0,25
2	СМД-31А	1060	5400	35	15	0,75	0,25
3	СМД-62	1320	5400	45	15	0,8	0,3
4	ЯМЗ-236НБ	1320	5400	45	15	0,8	0,3
5	Д-160	1320	5400	45	15	0,8	0,3

Із аналізу технічних характеристик випливає, що вихідним функціональним параметром центрифуги являються кількість мастила, яка проходить через ротор і очищена потрапляє до головної магістралі двигуна, а також витрати мастила на привід ротора, за умови, що тиск мастила на вході і виході із центрифуги відповідає вимогам згідно технічної характеристики. Також являється явним, що ротор центрифуги повинен обертатись з визначеною частотою, так як ефективність очищення мастила в значній мірі обумовлюється значенням відцентрових сил, які з'являються в процесі обертання ротора.

Не важко також бачити, що зміна технічного стану основних деталей центрифуги, до яких належать вісь ротора та безпосередньо сам ротор, буде впливати на продуктивність центрифуги. Для отримання кількісної оцінки функціональної залежності між технічним станом деталей центрифуги і її

вихідними параметрами необхідно чітко представляти характер та вид зношення деталей, які в першочергово будуть впливати на її працездатність і обмежувати ресурс.

Проведений нами аналіз показників експлуатаційної надійності відцентрових фільтрів показав, що дане питання не достатньо розглянуто і потребує додаткових досліджень.

1.4 Методи та засоби контролю технічного стану агрегатів системи мащення двигуна

Перспективним напрямком оцінки технічного стану КШМ і системи мащення дизеля є динамічний контроль рівня масла [10, 11]. При русі автомобіля рівень масла контролюється за допомогою датчика рівня і температури. При зниженні рівня масла до мінімально допустимого значення інформаційна система (FIS) подає попереджувальний сигнал. У такій новій системі процесор виробляє статистичну обробку сигналу датчика з урахуванням температури масла, частоти обертання валу двигуна і тимчасового чинника і виробляє команду на включення сигналізатора рівня.

Статистична обробка сигналів дозволяє визначити середній рівень масла в динаміці. Через кожні 100 км пробігу проводиться порівняння середнього статистичного (динамічного) значення рівня масла з заданим значенням і при необхідності подається команда на включення сигналізатора рівня масла.

Підсумовуючи вищесказане, можна уявити укрупнену структурну схему взаємозв'язку систем ДВЗ автотракторних засобів.

Засоби діагностування стали невід'ємною частиною електронного оснащення.

Мікропроцесорним вбудованим засобам відводиться завдання контролю працездатного стану складових мобільної машини [12, 13, 14, 15].

Наявні в даний час розробки показують доцільність діагностування вбудованими засобами двигуна і вузлів, основних функціональних якостей

автомобіля за функціональними параметрами агрегату і руху автомобіля, узагальнених показників працездатності найважливіших агрегатів.

Водночас необхідно відмітити, що питання коли двигун приходить до ремонту, то питання технічного стану вузлів системи мащення залишаються відкритими в зв'язку з відсутністю повної інформації про причину виходу із ладу двигуна. При цьому, відсутня можливість реалізації бортових засобів діагностування.

Існуючі методи діагностування вузлів системи мащення в процесі ремонту обмежуються застосуванням стаціонарних стендів для обкатки та випробовування масляних насосів, центробіжних фільтрів, а також клапанів. При проведенні випробувальних і обкаточних операцій застосовуються функціональні режими агрегатів. Їх застосування для проведення вхідного контролю технічного стану вузлів системи мащення значно збільшує трудомісткість операцій і не завжди може бути реалізовано.

В зв'язку з цим питання передремонтного діагностування вузлів системи мащення двигунів внутрішнього згорання, з точки зору розроблення ефективних методів їх контролю являються актуальними і потребують детального розгляду.

1.5 Мета й завдання досліджень

Проведений аналіз конструктивних особливостей агрегатів системи мащення двигуна та існуючих методів контролю їх технічного стану показав, що основною **метою роботи** є підвищення ефективності процесу діагностування агрегатів системи мащення двигунів внутрішнього згорання на основі реалізації нових методів їх діагностування.

Для реалізації поставленої мети необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження, які забезпечать підвищення експлуатаційної надійності агрегатів системи мащення двигуна, по наступним напрямкам:

1. Провести контроль технічного стану структурних параметрів деталей вузлів системи мащення дизельних двигунів.

2. Розробити математичні моделі роботи насоса системи мащення, та фільтруючих елементів.

3. Обґрунтувати діагностичні параметри контролю технічного стану масляного насоса і фільтра для проведення передремонтного діагностування.

4. Провести експериментальні дослідження з підтвердження способів діагностування вузлів системи мащення двигуна при проведенні їх передремонтного діагностування.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛЯ

2.1 Аналітичний розгляд взаємозв'язку між структурними і функціональними параметрами технічного стану масляного насоса

Одним з найважливіших параметрів мастильної системи двигуна є продуктивність масляного насоса, яка характеризується кількістю масла що проходить через систему в одиницю часу. Зазвичай при проектуванні продуктивністю насоса задаються на основі досвіду в залежності від потужності двигуна: для карбюраторних (8-20) Не, л/год., для дизелів (15-40) Не, л/год [16, 17]. Для стабілізації тиску масла на рівні, незалежному від зношування підшипників колінчастого вала, масляний насос проектують з великим запасом продуктивності (не менше двократного) [17, 18].

Визначення розмірів шестерень насоса по заданій продуктивності може бути приблизно виконано виходячи з припущення, що впадини між зубами за обсягом рівні зубам. Тоді обсяг масла, поданий двома шестернями за один оборот, дорівнює [17]:

$$V_1 = \pi \cdot D \cdot h \cdot b, \quad (2.1)$$

де D – діаметр початкового кола;

h – висота зуба, мм;

b – довжина зуба, мм.

Приймаючи $h = 2m$, де m – модуль зачеплення, отримуємо теоретичну продуктивність при даних розмірах і частоті обертання ведучої шестірні n :

$$V_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot m \cdot b \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{D \cdot m \cdot b \cdot n}{2660}, \quad (2.2)$$

З урахуванням втрат дійсна продуктивність визначиться за виразом:

$$V_0 = K_Q \cdot \frac{D \cdot m \cdot b \cdot n}{2660}, \quad (2.3)$$

де K_Q – коефіцієнт подачі насоса, що враховує об'ємні втрати робочої рідини та її стискання ($K_Q = 0,6 - 0,8$) [17]. З наведених вище формул випливає, що основні параметри насоса в процесі експлуатації обумовлюються геометричними розмірами шестерень (висота та довжина зуба), зміна яких впливає на коефіцієнт подачі насоса ($K_Q = 0,6 - 0,8$), в результаті зростання торцевого і радіального зазорів в качаючому вузлі насоса.

Разом з тим, в роботі [9] відмічається, що, зниження продуктивності насосу через зміну структурних параметрів качаючого вузла зносу не перевищує 2-5% в залежності від швидкісного режиму. Тому при достатньому запасі продуктивності масляного насоса повинно бути забезпечене стабільне змащування підшипників колінчастого вала, на які припадає до 70-80% витрат всього мастила [9, 17], і інших деталей двигуна.

Із останнього випливає, що для визначення працездатного стану насоса необхідно вибрати такий параметр, який би чітко відображав залежність між його структурними і вихідними параметрами.

На основі детально проведеного аналітичного аналізу випливає, що найбільш ефективним (з точки зору якості контролю і його тривалості) являється контроль часу стабілізації тиску оливи від початку роботи насоса до виходу його на заданий режим.

2.2 Вихідні передумови діагностування відцентрових фільтрів очищення оливи

Масляна центрифуга представляє собою центр обіжний фільтр тонкої очистки мастила від механічних домішок.

В автомобільних і тракторних двигунах найбільше розповсюдження отримали двохсоплові центрифуги з гідрореактивним приводом. Дія цього приводу ґрунтується на використанні реакції струменів мастила, які витікають із сопел. Вони характеризуються простотою конструкції і обслуговування при експлуатації, забезпечують високі кутові швидкості обертання ротора і, відповідно якісну очистку мастила.

В сучасних центрифугах подача мастила під тиском від 0,25 МПа до 0,70 МПа забезпечує обертання ротора зі швидкістю від 5000 до 8000 хв⁻¹.

Реактивна сила струменя мастила (H) , яке витікає із одного сопла при встановленому режимі обертання ротора ($n - const$), визначається на основі теореми імпульсів сил [6]:

$$P = \frac{\rho_m \cdot V_{p.c.}}{2} \cdot \left(\frac{V_{p.c.}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \right), \quad (2.4)$$

де ρ_m – щільність мастила, кг/м³;

$V_{p.c.}$ – кількість мастила, що проходить через сопла центрифуги, м³/с;

ε – коефіцієнт стискання струменя мастила, яке витікає через сопло;

F_c – площа отвору сопла, м²;

n – частота обертання ротора, хв⁻¹;

R – відстань від осі сопла до вісі обертання ротора, м.

Коефіцієнт стискання мастила змінюється в межах від 0,9 до 1,1 і для найбільш розповсюджених форм сопел дорівнює 0,9 [6].

Крутний момент (H_M), який створюється двома соплами визначається за виразом:

$$M_{кр} = 2 \cdot P \cdot R, \quad (2.5)$$

При сталому обертанні ротора крутний момент ($M_{кр}$) врівноважується моментом опору:

$$M_{кр} = M_o, \quad (2.6)$$

Величина (M_o) залежить від сили тертя в підшипниках ковзання і від частоти обертання ротора:

$$M_o = a + b \cdot n, \quad (2.7)$$

де: a – момент опору на початку обертання ротора, (Нм);

b – швидкість наростання моменту опору, (Нм/хв⁻¹);

За даними в роботі [6], $a = (5...20) \cdot 10^{-4} \text{ Нм}$, $b = (0,03...0,1) \cdot 10^{-4} \text{ Нм/хв}^{-1}$.

Із виразу (2.6) після підстановки значень $M_{кр}$ і M_o можна визначити залежність частоти обертання ротора від основних конструктивних і гідравлічних параметрів центрифуги:

$$n = \frac{\frac{\rho_m \cdot V_{p.ц.} \cdot R}{(2 \cdot \varepsilon \cdot F_c) - a}}{\frac{b + \pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц.} \cdot R}{30}} = \frac{30 \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц.} \cdot R}{(2 \cdot \varepsilon \cdot F_c - a) \cdot (b + \pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц.} \cdot R)}, \quad (2.8)$$

Якісна очистка мастила досягається при $n = (4500...6500) \text{ хв}^{-1}$. Витрати мастила через два сопла визначаються із виразу:

$$V_{p.ц.} = 2\alpha F_c \sqrt{\frac{P}{\rho_m}}, \quad (2.9)$$

де α – коефіцієнт витрати олії через сопло;

P – тиск олії перед соплом, Па.

Із виразу (2.8) випливає, що на частоту обертання ротора будуть впливати конструктивні параметри, які закладаються на етапі проектування конструкції фільтра і в умовах експлуатації являються не змінними, а також гідравлічні параметри центрифуги (тиск рідини), які будуть знаходитись в функціональній залежності від структурних параметрів технічного стану центрифуги і можуть бути використанні в якості контролюючих параметрів її технічного стану.

2.2.1 Математична модель відцентрового фільтра очищення олії

Нехай у деякому замкнутому резервуарі міститься рідина щільністю ρ . У резервуарі підтримується тиск P . На відстані h від поверхні є отвір радіуса r , з якого рідина може вільно витікати в середу з тиском Π . Тоді швидкість витікання u можна визначити за формулою Бернуллі [6]:

$$\frac{P}{\rho} + g \cdot h = \frac{\Pi}{\rho} + \frac{u^2}{2}, \quad (2.10)$$

Звідки

$$u = \sqrt{2 \cdot \frac{P - \Pi}{\rho} + 2 \cdot g \cdot h}, \quad (2.11)$$

Враховуючи, що тиск P великий в порівнянні з Π (атмосферний), то нехтуючи Π і h , отримаємо наступний вираз:

$$u = \sqrt{2 \cdot \frac{P}{\rho}}, \quad (2.12)$$

Якщо S - площа поперечного перерізу отвору радіуса r , то об'єм рідини, що витікає в одиницю часу, можна розрахувати за виразом:

$$V = v \cdot S = v \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P}{\rho}}, \quad (2.13)$$

З врахуванням того, що α коефіцієнт стиснення струменя, то витрату рідини можна розрахувати за виразом:

$$V = \alpha \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P}{\rho}}, \quad (2.14)$$

Якщо відстань від вісі обертання дорівнює R , то момент кількості руху витікаючого об'єму рідини, який створює обертання центрифуги буде дорівнювати:

$$M = R \cdot \rho \cdot V \cdot (v - n \cdot R), \quad (2.15)$$

де n – частота обертання ротора центрифуги, хв^{-1} .

В відповідності до виразу (2.15), можна записати диференціальне рівняння руху центрифуги:

$$J \frac{dn}{dt} = R \cdot \rho \cdot V \cdot (v - n \cdot R), \quad (2.16)$$

де J – момент інерції ротора центрифуги відносно вісі обертання.

З часом фільтр забруднюється, що приводить до відкладення продуктів засмічення на стінках центрифуги. При цьому, товщина відкладень забруднень буде суттєвою, що буде впливати на зміну моменту інерції ротора:

$$J_{\text{рот.}} = J_{\text{корп.}} + J_{\text{маст.}} + J_{\text{забрудн.}}, \quad (2.17)$$

де $J_{\text{рот.}}$ – момент інерції ротора центрифуги, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{корп.}}$ – момент інерції корпусу ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{маст.}}$ – момент інерції мастила в роторі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{забрудн.}}$ – момент інерції слою забруднень, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції мастила в роторі визначається за виразом:

$$J_{\text{маст.}} = \frac{m_{\text{м}} \cdot R_{\text{м}}^2}{2} = \frac{\pi \cdot h \cdot (R - \delta)^4 \cdot \rho}{2}, \quad (2.18)$$

де $m_{\text{м}}$ – маса мастила в роторі, кг ;

$R_{\text{м}}$ – радіус масляного слою, мм ;

h – висота ротора, мм ;

δ – товщина слою відкладень, мм .

Момент інерції слою забруднень визначається за формулою:

$$J_{\text{забрудн.}} = \frac{\pi \cdot h \cdot \rho_3 \cdot (R^4 - (R - \delta)^4)}{2}, \quad (2.19)$$

де ρ_3 – щільність забруднень.

Підставимо до виразу (2.17) значення виразів (2.18) і (2.19) і отримаємо вираз в розширеному вигляді для визначення моменту інерції ротора центрифуги:

$$J_{\text{рот.}} = J_{\text{корп.}} + \frac{\pi \cdot h \cdot (R - \delta)^4 \cdot \rho}{2} + \frac{\pi \cdot h \cdot \rho_3 \cdot (R^4 - (R - \delta)^4)}{2}, \quad (2.20)$$

Момент інерції корпусу ротора $J_{\text{корп.}}$ в процесі експлуатації не міняється. Отримані результати розрахунків впливу товщини шару відкладень забруднень на момент інерції ротора для відцентрового фільтра двигуна Д-240 наводяться в табл. 2.1 і представлено на рис. 2.2.

Таблиця 2.1 – Показники функціональної залежності між товщиною відкладень забруднень та моментом інерції ротора центрифуги

№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Момент інерції ротора, $J_{рот.}, Кг \cdot М^2$	№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Момент інерції ротора, $J_{рот.}, Кг \cdot М^2$
1	1,0	0,0094	6	6,0	0,0111
2	2,0	0,0098	7	7,0	0,0113
3	3,0	0,0101	8	8,0	0,0116
4	4,0	0,0104	9	9,0	0,0119
5	5,0	0,0107	10	10,0	0,0121

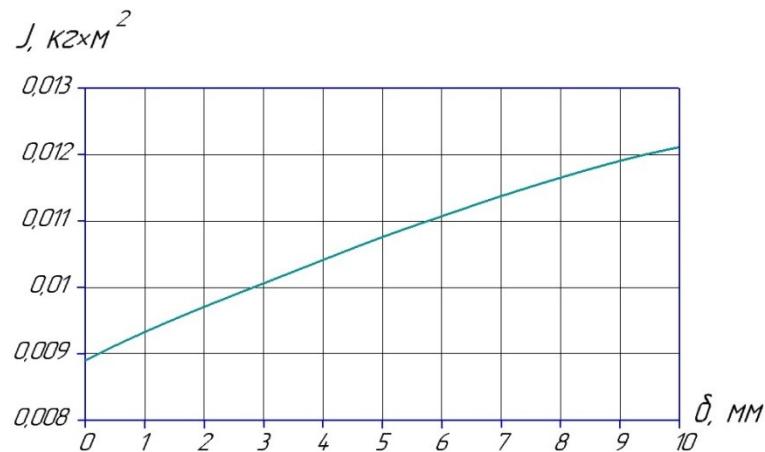


Рисунок 2.2 – Вплив товщини відкладень на момент інерції ротора

Аналіз отриманих результатів показав, що зі збільшенням товщини забруднень також зростає і момент інерції ротора, при чому залежність має лінійний характер. Момент інерції ротора буде мати більший вплив на час розгону ротора центрифуги від стану спокою до номінальних обертів.

При встановленій частоті обертання ротора крутний момент зрівноважується моментом опору.

Тоді на основі закону збереження моменту імпульсу тіла відносно вісі можна записати:

$$J_ч \cdot \omega_ч = J_з \cdot \omega_з, \quad (2.21)$$

де $J_ч$, $J_з$, – відповідно момент інерції чистого і забрудненого ротора;

$\omega_ч$, $\omega_з$ – відповідно кутова швидкість чистого і забрудненого ротора.

Звідси

$$\omega_3 = \frac{J_{\text{ч}} \cdot \omega_{\text{ч}}}{J_3} = \frac{J_{\text{ч}} \cdot \omega_{\text{ч}}}{J_{\text{ч}} + J_{\text{забр.}}}, \quad (2.22)$$

Тоді можна записати

$$\omega_3 = \frac{\omega_{\text{ч}}}{1 + \frac{J_{\text{забр.}}}{J_{\text{ч}}}} = \frac{\omega_{\text{ч}}}{1 + \varepsilon} \quad (2.23)$$

де $\varepsilon = \frac{J_{\text{забр.}}}{J_{\text{ч}}}$ – ступінь забрудненості ротора центр обіжного фільтра очистки мастила.

Отримані результати розрахунків впливу товщини шару відкладень забруднень на кутову швидкість ротора відцентрового фільтра двигуна Д-240 наводяться в табл. 2.2 і представлено на рис. 2.3.

Таблиця 2.2 – Показники функціональної залежності між товщиною відкладень забруднень та частотою обертання ротора центрифуги

№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Частота обертання ротора, n , хв^{-1}	№ з/п	Товщина слою відкладень, δ , мм.	Частота обертання ротора, n , хв^{-1}
1	1,0	5800	6	6,0	4950
2	2,0	5500	7	7,0	4850
3	3,0	5300	8	8,0	4600
4	4,0	5100	9	9,0	4500
5	5,0	5000	10	10,0	4450

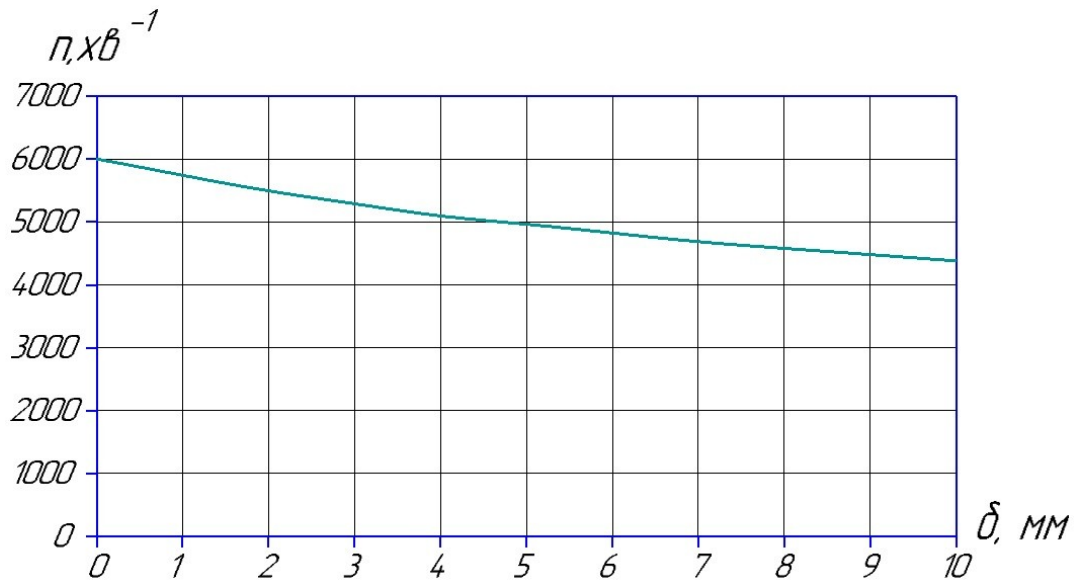


Рисунок 2.3 – Вплив товщини відкладень забруднень на частоту обертання ротора

Із аналізу рис. 2.3 випливає, що зменшення частоти обертання ротора центрифуги при її забрудненні до граничного стану складає трохи більше 1500 хв^{-1} . Тобто визначити ступінь забрудненості ротора відцентрового фільтра очистки мастила існуючими методами, і в тому числі за часом вільного вибігу є занадто складним.

В зв'язку з цим для діагностування загального стану центрифуги і безпосередньо її забрудненості необхідно контролювати її гідравлічні параметри, до яких можна віднести наприклад значення перепаду тиску при якому почне обертатися ротор центрифуги.

Застосування даного параметру для контролю технічного стану центрифуги значно скорочує час на проведення діагностувальних операцій, так як на ранніх стадіях запуску центрифуги можна його контролювати і при цьому він також буде вказувати на забрудненість центрифуги. Крім того, даний параметр також знаходиться в функціональній залежності від технічного стану опорних поверхонь вісі ротора та самого ротора, зміна яких буде впливати на момент інерції ротора, а через нього на значення перепаду тиску при якому почне обертатись ротор.

Необхідно зауважити, що значення даного параметра буде також обумовлюватися технічним станом клапанів мастильної системи двигуна. В зв'язку з цим, виникає необхідність провести аналіз їх технічного стану і на основі нього зробити корегування, щодо використання в якості контролю технічного стану центрифуги значення перепаду тиску при якому почне обертатись ротор центрифуги.

2.2.2 Клапани мастильної системи

У системі мащення в більшості застосовують три типи клапанів: редуційний, запобіжний, перепускний. В останніх системах встановлюється ще й термодіапазон. Редуційний клапан забезпечує стабільний тиск в системі на різних швидкісних режимах і при різному ступеню зношеності двигуна. Запобіжний клапан працює при низькій температурі (холодний пуск) і відрегульований на тиск 0,95-1,15 МПа [19]. Він призначений для розвантаження приводу масляного насоса і елементів масляної системи від руйнування.

Перепускний клапан відкривається при певному перепаді тиску на фільтрі (0,15-0,22 МПа), обумовленому його засміченням. При його відкритті масло йде в систему, минаючи фільтрує елемент.

Роботу редуційного клапана можна пояснити схемою на рис. 2.4.

При підвищенні частоти обертання колінчастого вала зростають витрата і тиск масла в магістралі. При певному значенні n_p відкривається редуційний клапан і надалі зростають витрата через нього (крива 2) і стабілізується тиск в системі (крива 3).

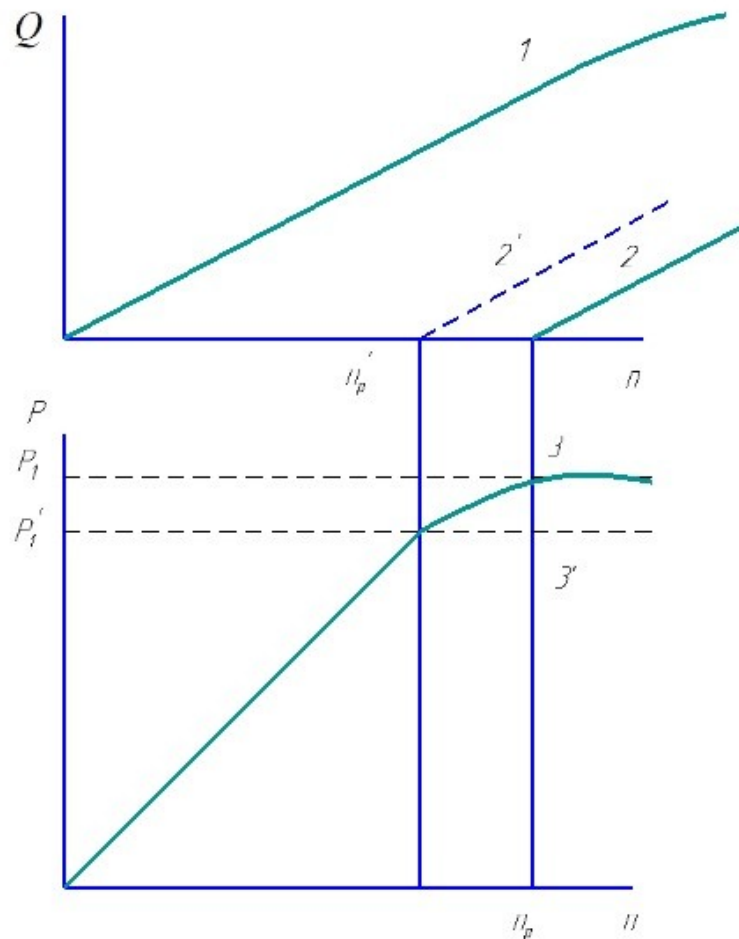


Рисунок 2.4 – Зміна витрати Q і тиску P масла зі збільшенням частоти обертання n колінчастого вала: 1 – витрата через основну секцію насоса; 2 – витрата через редукційний клапан; 3 – тиск в масляній магістралі

Клапани мастильної системи як правило представлені підпружиненими поршнями або кульками, які закривають отвори для перепуску масла. Момент відкриття або закриття клапана і характеристика його роботи визначаються властивостями пружини, станом поверхонь клапанів, забрудненістю масла.

В процесі експлуатації може відбутися ослаблення пружини внаслідок циклічних коливань клапана. Це призведе до зниження n_p до n_p' і P_1 до P_1' , що знижує тиск в системі мастила і погіршує умови роботи підшипників колінчастого вала і циліндро-поршневої групи дизеля.

Як показує практика експлуатації двигуна, зниження P_1 не настільки істотно, як зниження тиску через зношування підшипників колінчастого вала

(0,02-0,04 МПа за ресурс двигуна). Оскільки в клапанах використовуються зазвичай циліндричні пружини, що мають лінійну характеристику, то в процесі експлуатації величина тиску P_1 також знижується лінійно:

$$P_1 = P_{i0} - C \cdot l, \quad (2.24)$$

де P_{i0} – тиск в мастильній системі на початку експлуатації, МПа;

C – коефіцієнт пропорційності;

l – напрацювання, мото-год.

З урахуванням цього при проведенні контролю технічного стану відцентрового фільтру, клапани масляної системи, які знаходяться в його корпусі, потребують попереднього контролю та регулювання.

Висновки по розділу.

1. Основні параметри насоса в процесі експлуатації обумовлюються геометричними розмірами шестерень (висота та довжина зуба), зміна яких впливає на коефіцієнт подачі насоса ($K_Q = 0,6 - 0,8$), в результаті зростання торцевого і радіального зазорів в його качаючому вузлі.

2. Для визначення працездатного стану насоса в якості контролюючого параметра необхідно застосувати контроль часу стабілізації тиску оливи від початку його роботи до виходу на заданий режим.

3. Для діагностування загального стану центрифуги і безпосередньо її забрудненості необхідно контролювати її гідравлічні параметри, до яких можна віднести значення перепаду тиску при якому почне обертатися ротор центрифуги.

4. В процесі експлуатації двигуна відбувається ослаблення циліндричних пружин клапанів системи мащення, внаслідок циклічних коливань клапана, що обумовлює зниження тиску в системі мащення та погіршує умови роботи підшипників колінчастого вала і циліндро-поршневої групи і потребує періодичного контролю тиску спрацювання клапанів.

3. МЕТОДИЧНІ ПИТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ НАДІЙНОСТІ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ

3.1 Програма та загальна методика досліджень

В відповідності з поставленою метою і сформованими задачами досліджень розроблена програма, яка включає етапи теоретичних, експериментальних і практичних рекомендацій (рис. 3.1).

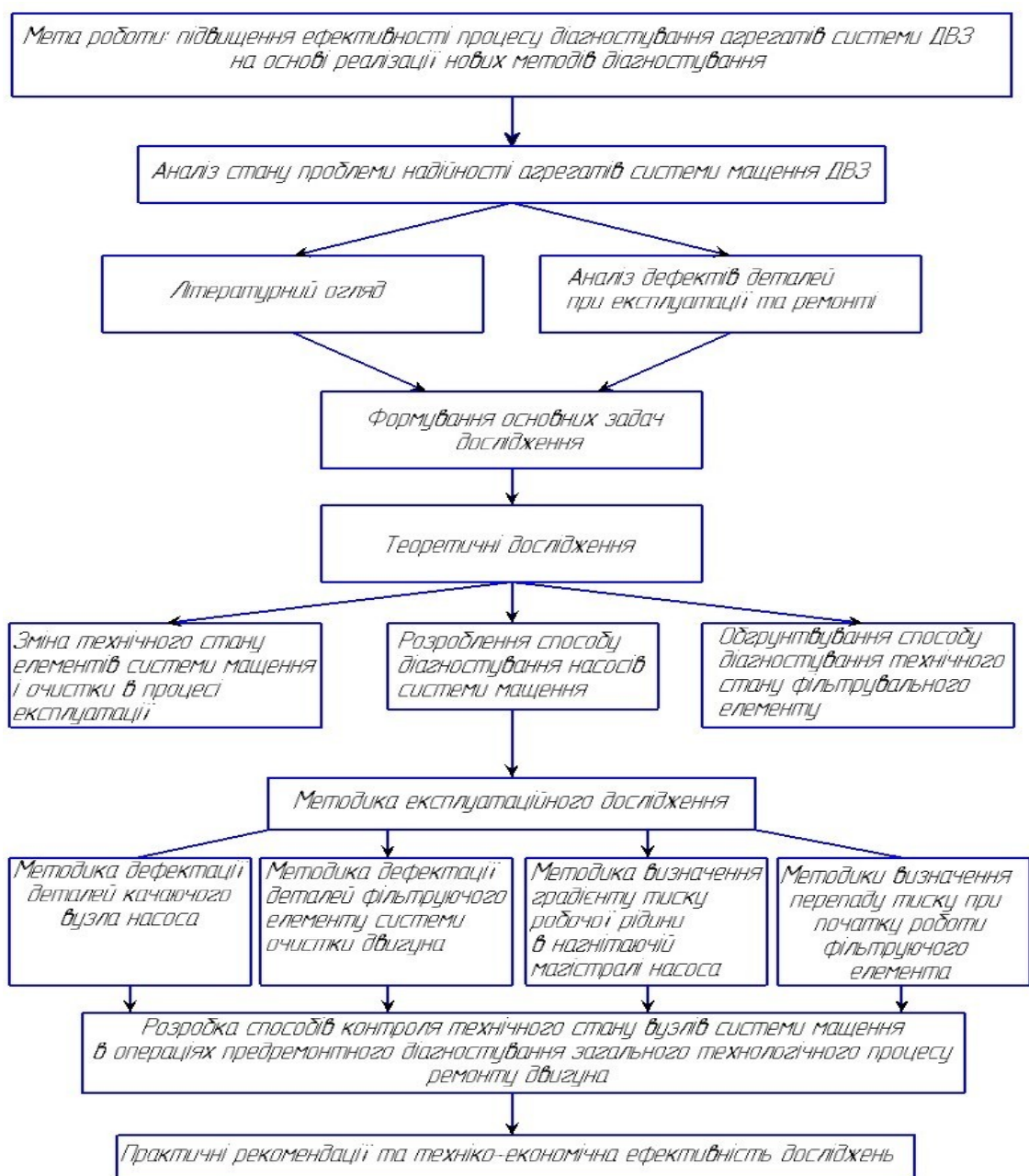


Рисунок 3.1 – Схема програми і методики досліджень

На етапі теоретичних досліджень проведено аналіз конструктивних особливостей та умов роботи основних складових системи мащення двигуна. Обґрунтовані математичні моделі роботи насоса системи мащення, клапанних пристроїв та фільтруючих елементів. Дані моделі носять стохастичний характер, так як обумовлені дією багатьох в тому числі і випадкових факторів. Моделювання виконували на основі положень теорії мащення та зношення, положень технічної діагностики та теорії ймовірності.

На основі проведених аналітичних досліджень обґрунтовано способи контролю технічного стану фільтруючого елемента та насосу системи мащення двигуна.

Після обґрунтування математичних моделей для реальної оцінки структурних параметрів технічного стану деталей спряжень вузлів системи мащення двигуна в лабораторних умовах визначали їх кількісну оцінку по результатам дефектації за розробленими методиками.

Проведення лабораторних досліджень передбачає обґрунтування способів діагностування насоса системи мащення та фільтруючого елемента, які характеризуються виявленням залежності між часом стабілізації тиску оливи від початку роботи насоса до виходу його на заданий режим і фактичним станом структурних параметрів деталей його качаючого вузла, зміна яких обумовлює об'ємні втрати, і значенню перепаду тиску в фільтруючому елементі (відцентровий фільтр) при якому починає обертатися його ротор, який обумовлюється технічним станом деталей спряжень, які обмежують його ресурс.

Для виявлення даних функціональних залежностей розроблюються відповідні методики фізичного моделювання технічного стану агрегатів системи мащення двигуна та методики стендових випробувань.

На основі результатів лабораторних досліджень розроблюються практичні рекомендації по удосконаленню діагностування вузлів системи мащення дизеля, а також дається техніко-економічна оцінка результатів досліджень.

3.2 Контроль деталей масляного насоса

Із результатів досліджень, проведених в другому розділі, випливає, що технічний стан насоса системи мащення двигуна обумовлюється зміною структурних параметрів деталей качаючого вузла – зубів шестерень (по висоті та по діаметру) і відповідно поверхонь колодязя корпусу (днище колодязя та його бокова поверхня). Зміна даних структурних параметрів приводить до зростання торцевого і радіального зазорів в качаючому вузлі насоса, які обумовлюють в свою чергу зростання внутрішніх об'ємних витрат (робоча рідина перетікає із зони високого тиску до зони низького) і зниження подачі насоса, а значить до погіршення мащення пар тертя дизеля.

Контроль розмірів шестерні по висоті та діаметру (рис. 3.2) проводився мікрометри МК-50 і МК-75 ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.2 – Методика замірювання висоти шестерні

В процесі експлуатації у насоса системи мащення виникає порушення зовнішньої герметичності, яка характеризується витокami робочої рідини через спряження «цапфа вала ведучої шестерні – втулка корпусу (кришки)».

Для вимірювання діаметра цапф валів шестерень (рис. 3.3) застосовувався мікрометр МК-25 ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.3 – Замірювання діаметра цапф валів шестерень

Виміри здійснювалися індивідуально по кожному насосу, це дозволило не знеособлювати пари тертя. Цапфи шестерень вимірялися для визначення наявності овальності та конусності на їх поверхнях. Зовнішні діаметри шестерень вимірялися в чотирьох площинах (по парі зубів) і у двох перетинах. Висота шестерень замірялася у двох перетинах по кожному зубу [20].

Для визначення зношення колодязя корпусу насоса по висоті (рис. 3.4) застосовувався штангенглибиномір ШГ-ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.4 – Замірювання колодязя корпусу насоса по висоті

3.3 Методика дефектації деталей фільтруючого елемента системи мащення двигуна

Для очищення робочої рідини системи мащення дизеля застосовуються відцентрові фільтри, у яких в процесі експлуатації змінюються структурні параметри технічного посадкових поверхонь вісі стержня ротора, які працюють в спряженні зі втулками ротора центрифуги. Зношення даних поверхонь деталей обумовлює зміну швидкісного режиму роботи ротора центрифуги, що суттєво впливає на якість очищення робочої рідини системи мащення.

Вид зношення деталей даного спряження визначався фотографуванням, а їх кількісна оцінка визначалася проведенням мікрометражних робіт.

Для заміру діаметру посадкових поверхонь на вісі ротора під його втулки (рис. 3.5) застосовувався мікрометр МК-25 ДСТУ 6507-78 з точністю 0,01 мм.



Рисунок 3.5 – Замірювання діаметру посадкових поверхонь на вісі ротора

3.4 Експериментальна установка для досліджень вузлів системи мащення дизеля

Масляні насоси випробовують на стенді КИ-5278, загальний вид якого представлено на (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 – Загальний вид стенда КИ-5278 для обкатки та випробовування вузлів системи мащення двигунів внутрішнього згорання

В процесі експлуатації стенда необхідно слідкувати за герметичністю його елементів. Тривалість заміру контролюють секундоміром.

Похибку вимірювання на стенді подачі масляного насоса визначають наступним чином. За допомогою приставного тахометра заміряють фактичну частоту (хв.⁻¹) обертання валика насоса (n_{ϕ}), що випробовується, а за допомогою секундоміра – тривалість випробувань (t_{ϕ}).

За шкалою стенда визначають значення подачі (Q_{cm}). За допомогою стандартних мірних ємкостей з необхідною точністю заміряють фактичний об'єм робочої рідини (V_{ϕ}), яка поступає в мірний бак, і розраховують фактичну подачу (л/хв.) за виразом:

$$Q_{\phi} = V_{\phi} \cdot 60 / t_{\phi}, \quad (3.1)$$

Похибка вимірювань об'ємної подачі насоса від неточності вимірів об'єму робочої рідини мірним баком і неточності витримки тривалості заміру

$$\delta_Q = \frac{Q_{cm} - Q_{\phi}}{Q_{\phi}} \cdot 100, \quad (3.2)$$

Похибку вимірів подачі насоса від неточності підтримання частоти обертання валика насоса ($\delta_n, \%$) знаходимо з виразу:

$$\delta_n = \frac{n_n - n_{\phi}}{n_{\phi}}, \quad (3.3)$$

де n_n – номінальна частота обертання валика насоса, що проходить випробування, хв.⁻¹.

Сумарна похибка визначиться:

$$\Delta = (\pm\delta_Q) \pm (+\delta_n), \quad (3.4)$$

Подачу насоса вимірюють три рази. Середню сумарну похибку (Δ_{cp}) підраховують за виразом:

$$\Delta_{cp} = \sum_1^3 \Delta/3, \quad (3.5)$$

3.4.1 Методика визначення технічного стану насоса системи мащення

За запропонованою методикою дефектації деталей качаючих вузлів насоса мащення, представленою в підрозділі 3.3, проводиться фізичне моделювання технічного стану качаючого вузла насоса по радіальному і торцевому зазору.

На першому етапі досліджень визначалась функціональна залежність між структурними параметрами, які формують радіальний і торцевий зазори в качаючому вузі насоса і його подачею. Було підготовлено сім насосів системи мащення двигуна Д-240 і його модифікацій, як найбільш розповсюдженого в експлуатаційних умовах.

В зв'язку з тим, що основним параметром, який характеризує технічний стан насоса, являється його подача або коефіцієнт подачі, виникає необхідність експериментального визначення фактичної подачі.

Для встановлення взаємозв'язку між структурним параметром торцевим зазором, який обумовлюється технічним станом торцевої поверхні шестерні і колодязем корпусу та функціональним – об'ємним коефіцієнтом подачі, проводиться фізичне моделювання торцевого зазору.

В зв'язку з цим проводиться мікрометраж шестерень та колодязя корпусу масляного насоса двигуна Д-240, які були в експлуатації, що дало можливість сформулювати динаміку зазору, яку наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати фізичного моделювання торцевого зазору в качаючому вузлі насоса системи мащення двигуна Д-240

№ з/п	Глибина гнізда для нагнітаючої шестерні, мм.	Висота нагнітаючої шестерні, мм	Утоплення шестерні в корпусі, мм
1	28,07	27,87	0,20
2	28,12	27,82	0,30
3	28,17	27,77	0,40
4	28,23	27,73	0,50
5	28,26	27,66	0,60
6	28,31	27,61	0,70
7	28,36	27,56	0,80

З метою уникнення впливу радіального зазору на результати досліджень, необхідно змоделювати його таким чином, щоб він був однаковим для всієї вибірки колодязів.

При визначенні впливу зношення спряження «торець шестерні – колодязь корпусу» на втрати робочої рідини експериментально проводиться за однофакторною схемою.

Підготовлений насос встановлювався на стенд і випробовувався в режимі представленому в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Режими випробовування і основні показники масляного насоса Д-240

Дизель	Частота обертання валика насоса, хв^{-1}	Тиск робочої рідини, МПа		Об'ємна подача, $\text{см}^3/\text{с}$ не менше	
		На виході із насоса	На вході в насос (не більше)	Нового насоса	Придатного до використання без ремонту
Д-240	2320 ± 25	$0,7 \pm 0,05$	0,033	600	566,6

Після запуску стенду (рис. 3.6) встановлювалася частота обертання валика насоса $n = 2320 \pm 25 \text{хв}^{-1}$ і за допомогою вентиля перекирався потік оливи для встановлення в ній тиску $P_n = 0,7 \text{МПа}$, який контролюється манометром стенда. При виведенні насоса на задані режими роботи проводиться контроль його подачі за допомогою витратоміру стенда.

Масляні насоси, що пройшли дане випробовування, були сформовані в статистичний ряд для контролю їх технічного стану за часом стабілізації тиску від початку роботи насоса до виходу його на заданий режим.

3.4.2 Методика визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску

Проведені теоретичні дослідження в другому розділі, показали, що найбільш ефективним параметром для контролю технічного стану фільтруючого елементу являється контроль перепаду тиску при якому починає обертатися ротор центрифуги.

Для підтвердження даної робочої гіпотези передбачалось проведення експериментальних досліджень, для виявлення функціональної залежності між структурними параметрами фільтра (зношення у вісі ротора посадкових поверхонь під опорні втулки ротора) і перепадом тиску при якому починає обертатися ротор центрифуги.

Для встановлення даного взаємозв'язку, в першу чергу проводиться фізичне моделювання зазору в спряженні «посадкова поверхня вісі ротора – опорна втулка ротора» центробіжного фільтру двигуна Д-240, які були в експлуатації, що дало можливість сформуванню динаміку зазору, яку наведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати фізичного моделювання зазору в спряженні нижньої і верхньої шийок вісі і отворів втулки ротора фільтруючого елементу двигуна Д-240

№ з/п	Діаметр отвору втулки ротора, мм.	Діаметр шийки вісі ротора, мм	Зазор в підшипнику, мм
Для спряження в нижньому підшипнику			
1	19,03	18,91	0,12
2	19,06	18,89	0,17
3	19,10	18,88	0,22
4	19,15	18,88	0,27
5	19,20	18,87	0,32

Закінчення табл.3.3

6	19,23	18,86	0,37
Для спряження в верхньому підшипнику			
1	18,03	17,91	0,12
2	18,06	17,89	0,17
3	18,10	17,88	0,22
4	18,15	17,88	0,27
5	18,20	17,87	0,32
6	18,23	17,86	0,37

Масляні фільтри випробували на універсальному стенді представленому на рис. 3.6. Склад робочої рідини її в'язкість і робоча температура залишаються такими ж, як і при випробуванні масляних насосів.

На передній стінці стенда розміщуються манометри, які показують тиск робочої рідини перед фільтром, за фільтром і безпосередньо в фільтрі.

Фільтр випробовують з застосуванням насоса мащення, які належать до однієї марки двигуна.

Фільтруючий елемент закріплюють на установочній плиті, ручку розподільника діапазону потоку рідини переміщують в положення – «випробування фільтруючого елементу», виводять насос на заданий режим роботи і повільно вентилем змінюють тиск перед центрифугою, спостерігаючи при цьому за манометром, який показує тиск безпосередньо в центрифусі коли почне обертатися ротор фільтра, а також тиск за центрифугою. Для остаточного заключення про технічний стан фільтра проводять контроль потоку робочої рідини на виході із фільтра.

Висновки до третього розділу.

1. Запропонована методика визначення технічного стану ресурсолімітуючих деталей масляного насоса і фільтруючого елементу передбачає застосування вимірювального інструменту, який широко застосовується на дефектувальних ділянках спеціалізованих підрозділів технічного сервісу з ремонту двигунів, що робить доступним їх застосування.

2. Розроблена методика контролю технічного стану насосів системи мащення по часу стабілізації тиску оливи від запуску насоса до виходу його на заданий режим являється основою для розробки методу передремонтного діагностування насосів.

3. Запропонована методика контролю технічного стану центробіжних фільтрів по контролю перепаду тиску, при якому починається обертання ротора фільтра може бути застосована при проведенні робіт з передремонтного діагностування фільтруючих елементів.

4. РЕЗУЛЬТАТИ З ОБГРУНТУВАННЯ СПОСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ

4.1 Результати контролю деталей вузлів системи мащення

4.1.1 Результати дефектації деталей масляного насоса

Згідно з технічними характеристиками масляних насосів системи мащення двигуна Д-240 та його модифікацій, визначених виробником, новий насос повинен розвивати номінальний тиск на виході 0,7 МПа, при цьому коефіцієнт подачі становить ($K_Q = 0,9$).

Для визначення характеру та виду зношення деталей насосів, що надійшли на ремонт, проводилася їх первинна дефектація згідно методики представленої в п.3.1.

Характерні дефекти поверхонь деталей масляних насосів представлені на (рис. 4.1, 4.2, 4.3.)



Рисунок 4.1 – Гідроабразивне зношення колодязя корпусу насоса



Рисунок 4.2 – Характерне гідроабразивне зношування торцевої поверхні веденої шестерні насоса



Рисунок 4.3 – Гідроабразивне зношення робочої поверхні кришки насоса



Рисунок 4.4 – Гідроабразивне зношення цапф та зуба ведучої шестерні

Перевага гідроабразивного зношення робочих поверхонь деталей качаючого вузла насоса обумовлена тим, що центробіжні фільтри очищують робочі рідини системи мащення двигуна від абразивних частинок розміром до 40 мкм. В зв'язку з цим частинці розміром до 40 мкм приймають участь в гідроабразивному зношенні деталей не тільки масляного насоса, а також і всіх робочих поверхонь деталей спряжень масляної системи двигуна.

По результатам первинної дефектації насосів вдалося виявити також наявність інших дефектів і коефіцієнт їх повторюваності. У таблиці 4.1 наведено основні види дефектів насоса системи мащення двигуна Д-240 та його модифікацій і коефіцієнт їх повторюваності.

Таблиця 4.1 – Дефекти деталей масляного насоса та коефіцієнт їх повторюваності

№ з/п	Дефект	Повторюваність дефекту	
		Коефіцієнт повторюваності дефекту	Повторюваність дефекту від загальної кількості, %
1	Гідроабразивне зношення дна колодязя корпусу	1,00	100
2	Гідроабразивне зношення бічної поверхні колодязя корпусу	0,87	87,0
3	Гідроабразивне зношення робочої поверхні кришки основної секції	1,00	100
4	Гідроабразивне зношення зубів шестерень по висоті	1,00	100
5	Гідроабразивне зношення зубів шестерень по довжині	0,72	72,0
6	Зношення внутрішніх поверхонь втулок корпусу і кришки	0,25	25,0
7	Зношення шийок валика і вісей ведених шестерень	0,19	19,0
8	Тріщини та обломи в корпусі та кришці	0,01	1,00
9	Зношення шпонкових канавок в валиках та пазів в шестернях	0,12	12,0
10	Зношення, зрив ниток різьби	0,03	3,00

Проведений аналіз результатів дефектації масляних насосів, представлених в табл. 4.1, показує, що в процесі роботи найбільшому зношенню піддаються поверхні деталей спряжень качаючого вузла, що веде в процесі роботи до збільшення радіального зазору в спряження «довжина зуба шестерні-бокова поверхня колодязя корпусу» та торцевого зазору – «висота зуба шестерні-днище колодязя корпусу», «висота зуба шестерні-робоча поверхня кришки насоса».

Дослідження також показали, що більш інтенсивно зношуються деталі торцевого зазору насосу, значення якого знаходиться в інтервалі 0,20...0,60 мм. при гранично допустимому значенні 0,16 мм.

Значення радіального зазору знаходяться в інтервалі 0,22...0,39 мм, при гранично допустимому значенні 0,30 мм.

Інтенсивне зношення деталей торцевого зазору – «висота зуба шестерні-днище колодязя корпусу», «висота зуба шестерні-робоча поверхня кришки насоса» обумовлюється значенням конструктивного зазору в спряженні – 0,040...0,130 мм, який закладається при його виготовленні [18].

Звідси являється явним, що наявність абразивних частиць розміром до 40 мкм, які не вловлюються відцентровим фільтром, обумовлюють значну зміну структурних параметрів технічного стану деталей даного спряження.

4.1.2 Результати дефектації деталей фільтруючого елементу

Визначення характеру та виду зношення деталей фільтруючих елементів, що надійшли на ремонт, проводилося на основі первинної дефектації згідно методики представленої в п.3.3.

Загальний оцінка технічного стану фільтруючих елементів показала, що найбільш вагомим дефектом, який можна віднести до структурних параметрів технічного стану, являється зношення шийок вісі ротора під опорні поверхні (втулки) ротора рис. 4.5.



Рисунок 4.5 – Гідроабразивне зношення шийок вісі ротора

Гідроабразивне зношення шийок вісі ротора обумовлене наявністю абразивних частиць в робочій рідині.

По результатам вхідного контролю фільтруючих елементів вдалося виявити також наявність інших дефектів і їх коефіцієнт повторюваності. У таблиці 4.2 наведено основні види дефектів фільтруючих елементів системи

мащення двигуна Д-240 та його модифікацій та коефіцієнт їх повторюваності.

Таблиця 4.2 – Дефекти деталей фільтруючого елемента та коефіцієнт їх повторюваності

№ з/п	Дефект	Повторюваність дефекту	
		Коефіцієнт повторюваності дефекту	Повторюваність дефекту від загальної кількості, %
1	Гідроабразивне зношення нижньої шийки вісі ротора	1,00	100
2	Гідроабразивне зношення верхньої шийки вісі ротора	1,00	100
3	Гідроабразивне зношення верхньої опорної втулки ротора	1,00	100
4	Гідроабразивне зношення нижньої опорної втулки ротора	1,00	100
5	Пошкодження різьбових отворів	0,12	12,0
6	Тріщини в корпусі ротора	0,02	2,0
7	Вм'ятини ковпака центрифуги	0,07	7,00

Максимальне зношення нижньої шийки вісі ротора становить 0,09 мм (діаметр 18,82 мм), а верхньої шийки 0,11 мм. (діаметр 17,82 мм).

Максимальне зношення нижньої опорної шийки (втулки) ротора становить 0,18 мм (діаметр 18,85 мм.), верхньої опорної шийки – 0,21 мм.

Більше зношення отворів опорних шийок (втулок) ротора обумовлюється тим, що ротор виготовлюється з алюмінію (Ал-9), який більш схильний до гідроабразивного зношення в порівнянні з віссю ротора, яка виготовлюється із сталі 40Х.

З врахуванням зношення деталей вдалося визначити максимальні значення зазорів для спряження нижнього підшипника – 0,27 мм, для спряження верхнього підшипника – 0,32 мм.

Більше значення зазору в верхньому підшипнику обумовлюється умовами його роботи і конструктивними особливостями, які характеризуються більшими питомими навантаженнями в результаті менших геометричних розмірів поверхонь тертя.

4.2 Результати контролю працездатного стану масляного насоса

Контроль технічного стану масляного насоса проводився наступним чином. Спочатку було визначено взаємозв'язок між торцевим зазором («торець шестерні-висота колодязя корпусу») і подачею насоса (табл.4.3, рис 4.6).

Таблиця 4.3 – Взаємозв'язок між торцевим зазором («торець шестерні-висота колодязя корпусу») і подачею насоса

№ з/п	Значення зазору, <i>мм</i>	Подача насоса, <i>см³/с</i>	Тиск оливи, <i>Р, МПа</i>
Частота обертання валика насоса, хв^{-1} , 2320 \pm 25			
1	0,20	540,0	0,07
2	0,30	510,6	0,07
3	0,40	480,3	0,07
4	0,50	390,3	0,07
5	0,60	270,0	0,07
6	0,70	250,4	0,07
7	0,80	222,4	0,07

Із отриманих результатів видно, що суттєве зменшення подачі насоса спостерігається при значенні зазору $S = 40 \text{ мм}$, що обумовлюється зниженням ефекту «облітерації» щілини в результаті значного зростання зазору. Таким чином можна висунути робочу гіпотезу про те, що дане значення зазору може вважатися граничним значенням структурного параметру при якому різко знижується подача насоса.

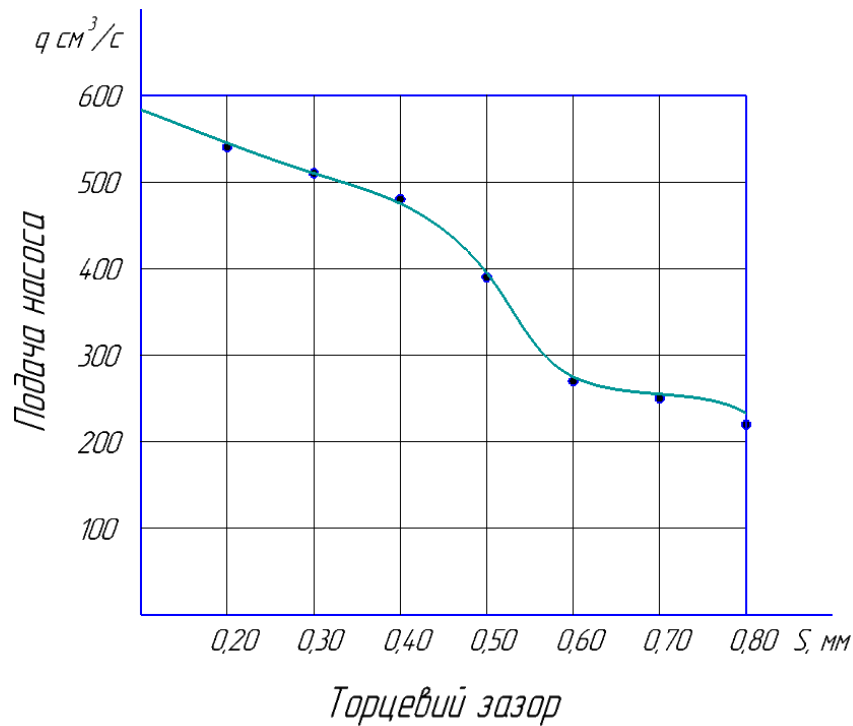


Рисунок 4.6 – Залежність подачі масляного насоса від торцевого зазору

Для остаточного визначення працездатного стану масляного насоса проводився контроль часу стабілізації тиску оливи, який створюється за насосом. Результати досліджень представлені в табл.4.4 і рис.4.7.

Таблиця 4.4 – Залежність між торцевим зазором і тривалістю стабілізації тиску

№ з/п	Значення зазору, мм	Подача насоса, $\text{см}^3/\text{с}$	Тиск оливи, P , МПа	Час стабілізації тиску оливи, с
1	0,20	540,0	0,07	0,75
2	0,30	510,6	0,07	0,82
3	0,40	480,3	0,07	0,88
4	0,50	390,3	0,07	1,15
5	0,60	270,0	0,07	1,45
6	0,70	250,6	0,07	1,62
7	0,80	222,3	0,07	2,20

Аналіз функціональної залежності показує, що при об'ємній подачі насоса $q = 480,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час встановлення робочого тиску в нагнітаючій магістралі становить 1,15 с., що не суттєво відрізняється від номінального значення. При подальшому зменшенні об'ємної подачі спостерігається різке зростання часу на встановлення робочого тиску і при подачі $q = 222,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час дорівнює 2,20 с.

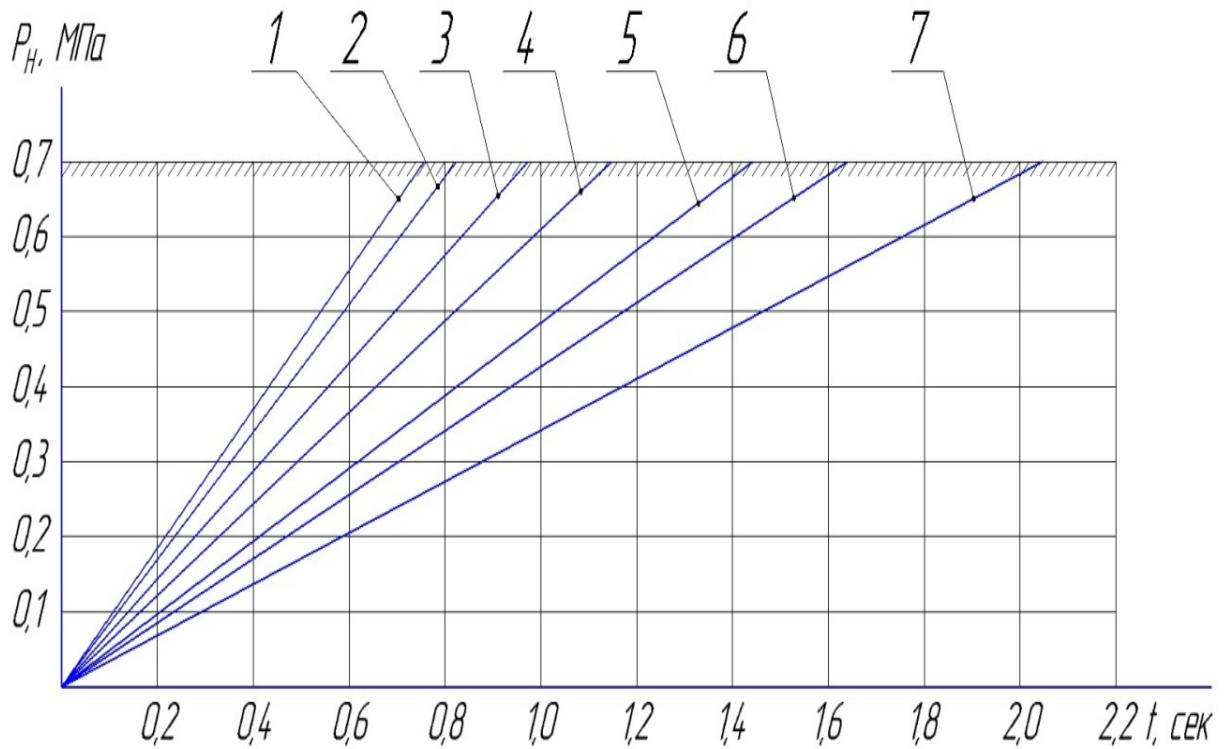


Рисунок 4.7 – Залежність між подачею масляного насоса і часом стабілізації тиску при наступних значеннях подачі: 1 – $540,0 \text{ см}^3/\text{с}$; 2 – $510,6 \text{ см}^3/\text{с}$; 3 – $480,3 \text{ см}^3/\text{с}$; 4 – $390,3 \text{ см}^3/\text{с}$; 5 – $270,0 \text{ см}^3/\text{с}$; 6 – $250,6 \text{ см}^3/\text{с}$; 7 – $222,3 \text{ см}^3/\text{с}$

Отже для передремонтного діагностування насосів системи мащення двигуна буде ефективним застосування контролю часу стабілізації тиску оливи від запуску насосу до виходу його на заданий режим.

4.3 Результати визначення технічного стану центробіжного фільтру за перепадом тиску

Результати експериментальних досліджень з виявлення функціональної залежності між структурними параметрами фільтру (зношення у вісі ротора посадкових поверхонь під опорні втулки ротора) і перепадом тиску при якому починає обертатися ротор центрифуги представлені в табл. 4.5 і наведені графічно на рис. 4.8.

Таблиця 4.5 – Результати дослідження залежності між зазором в підшипниках центрифуги і контрольними параметрами центрифуги

№ з/п	Зазор в підшипниках (верхньому і нижньому), мм	Тиск на вході в центрифугу, МПа (задається)	Перепад тиску, при якому починає обертатися ротор, МПа	Частота обертання ротора, хв ⁻¹ ,	Потік рідини через центрифугу, л/хв.
1	0,12	0,7 ±0,02	0,21	5500	25,9
2	0,17	0,7 ±0,02	0,22	5450	25,8
3	0,22	0,7 ±0,02	0,25	5400	25,5
4	0,27	0,7 ±0,02	0,32	5050	23,9
5	0,32	0,7 ±0,02	0,35	4950	23,4
6	0,37	0,7 ±0,02	0,37	4850	22,9

Аналіз показників таблиці 4.5 показує, що показник тиску, при якому починає обертатися ротор центрифуги, знаходиться в функціональній залежності між технічним станом структурних параметрів центрифуги (посадкових поверхонь вісі ротора та опорні втулки ротора) і вихідними параметрами центрифуги – частота обертання ротора центрифуги та потік рідини, що проходить через неї за хвилину.

При цьому, контроль перепаду тиску, в якості діагностичного параметру для визначення технічного стану роботи центрифуги, дає можливість визначити її технічний стан на початкових стадіях запуску, уникаючи її виводу на функціональний режим для контролю технічного стану, що значно скорочує час діагностування і не потребує контролю її функціонування на основному режимі роботи, який не завжди можна забезпечити в зв'язку з зміною технічного стану центрифуги.

Це підтверджується і графічним представленням отриманих результатів (рис. 4.8)

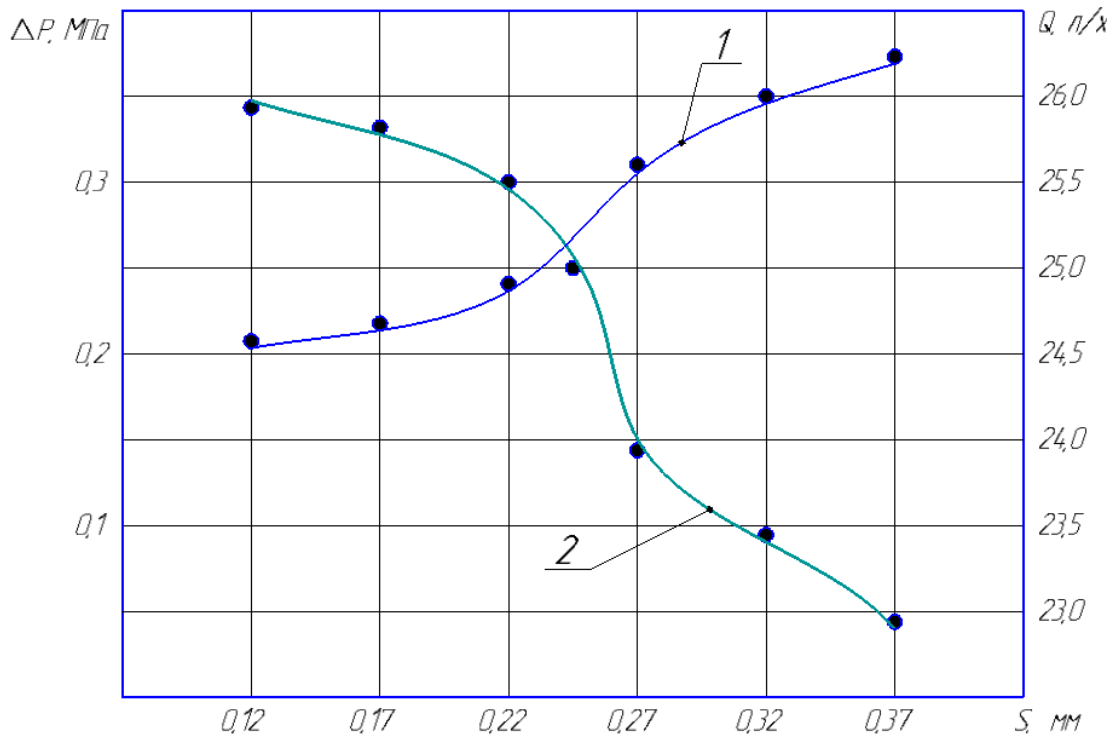


Рисунок 4.8 – Графіки залежності між технічним станом підшипників центрифуги та тиском при якому спрацьовує ротор центрифуги – 1 та її пропускною здатністю рідини – 2

Детальний аналіз графіків показує, що різке зменшення пропускної здатності фільтра (від 25,8 л/хв. до 25,0 л/хв.) спостерігається при зазорі в підшипниках 0,17...0,23 мм, при якому тиск перепаду становить 0,22...0,25 МПа, що вказує на граничні значення даних параметрів для відцентрового фільтра.

Висновки по розділу.

1. Зміна структурних параметрів технічного стану деталей масляного насоса обумовлюється гідроабразивним спрацюванням, що вказує на наявність абразивних частинок в робочій рідині масляної системи двигуна.

2. Найбільш інтенсивно зношуються деталі торцевого зазору насоса, значення якого знаходиться в інтервалі 0,20...0,60 мм. при гранично допустимому значенні 0,16 мм., що обумовлюється значенням конструктивного зазору в спряженні – 0,040...0,130 мм, який закладається при його виготовленні.

3. По результатам вхідного контролю фільтруючих елементів вдалося визначити максимальні значення зазорів між нижньою шийкою вісі ротора та опорною поверхнею ротора – 0,27 мм, та верхньою шийкою вісі ротора та верхньою опорною поверхнею ротора – 0,32 мм. Більше значення зазору в верхньому підшипнику обумовлюється умовами його роботи і конструктивними особливостями, які характеризуються більшими питомими навантаженнями в результаті менших геометричних розмірів поверхонь тертя.

4. Отримані результати показують, що при об'ємній подачі насоса $q = 480,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час встановлення робочого тиску в нагнітаючій магістралі становить 1,15 с., що не суттєво відрізняється від номінального значення. При подальшому зменшенні об'ємної подачі спостерігається різке зростання часу на встановлення робочого тиску і при подачі $q = 222,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час дорівнює 2,20 с., що вказує на застосування в якості контролюючого параметра час стабілізації тиску оливи від початку його роботи до виходу на заданий режим.

5. Різке зменшення пропускної здатності фільтра (від 25,8 л/хв. до 25,0 л/хв.) наблюдається при зазорі в підшипниках 0,17...0,23 мм, при якому тиск перепаду становить 0,22...0,25 МПа, що вказує на граничні значення даних параметрів для відцентрового фільтра. При цьому, застосування перепаду тиску, в якості діагностичного параметру для визначення технічного стану центрифуги, дає можливість визначити її технічний стан на початкових стадіях запуску, уникаючи її виводу на функціональний режим для контролю технічного стану, що значно скорочує час діагностування і не потребує контролю її функціонування на основному режимі роботи, який не завжди можна забезпечити в зв'язку з зміною технічного стану центрифуги.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Організація охорони праці в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів

В роботі проводяться дослідження з розроблення ефективних способів передремонтного діагностування агрегатів системи мащення дизельних двигунів. Їх реалізація в ремонтному виробництві забезпечить уникнути необґрунтованих розбирань агрегатів системи мащення, що значно підвищить якість ремонту та зменшить трудомісткість виконання ремонтних робіт.

Для реалізації розроблених методик з контролю технічного стану агрегатів системи мащення дизеля в лабораторії передбачається проведення мийно-очисних дій, розбирально-складальних робіт та робіт з контролю структурних параметрів технічного стану деталей, а також діагностувальних робіт.

Виконання даних робіт потребує організації необхідних робочих місць, на яких будуть створені зручні умови праці дослідника, що дасть можливість уникнути травматизму.

За створення відповідних умов праці в приміщенні дослідницької лабораторії відповідає завідувач кафедрою та відповідно завідувач лабораторією. Вони в першу чергу розроблюють організаційні заходи щодо технологічного планування підрозділу і формування робочих місць згідно типових проектів.

Завідувач кафедри приймає участь в організації питань з контролю охорони праці в лабораторії, та проводить їх аудит. На основі якого розроблюються додаткові заходи для усунення небезпечних факторів.

Виконавець при проведенні експериментальних робіт в лабораторії повинен чітко знати правила з охорони праці, які необхідно виконувати на протязі всього робочого дня.

При прийнятті на роботу та періодично згідно нормативно-правових актів дослідник повинен проходити інструктажі.

При проведенні діагностувальних робіт необхідно контролювати технічний стан обладнання і за умови появи несправності негайно сповіщати завідувача лабораторією.

В приміщенні лабораторії об'єктами підвищеної небезпеки виступають робочі місця з очистки та діагностування масляних насосів та відцентрових фільтрів. В процесі очищення агрегатів системи мащення проходить випаровування очисних рідин, які впливають на дихальні шляхи дослідника, а при проведенні діагностування зростає температура оливи, що обумовлює більш інтенсивне її випаровування і також негативний вплив на робочого, що потребує створенню відповідних заходів для їх усунення.

5.2 Пожежна безпека в лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигунів

Для проведення контрольно-діагностувальних робіт в лабораторії згідно розроблених методик, організовано робоче місце для очищення агрегатів і деталей, місце для розбирання, комплектування та складання агрегатів, а також місце для проведення діагностувальних робіт.

Розміщення основного та допоміжного обладнання на робочих місцях виконано в відповідності до вимог [21].

Найбільш навантаженим в лабораторії являється робоче місце з діагностування агрегатів системи мащення. При виконанні даного виду робіт можуть мати місце хімічні та фізичні небезпечні фактори згідно [22].

Хімічні фактори характеризуються впливом на шкіру мастила або дизельного пального, наявністю шкідливих випарів від даних рідин.

Фізичні фактори обумовлюються можливістю ураження електричним струмом, неефективним захистом рухомих частин стенда, підвищеним рівнем шуму та ін.

Проведений аналіз концентрації шкідливих речовин показав, що їх значення не перевищує гранично-допустимі норми згідно [22].

Джерелом шуму та вібрацій в лабораторії являється стенд для обкатки та випробовування агрегатів системи мащення двигунів. Його контроль проводиться на робочому місці за методиками згідно [23].

Якісне освітлення робочих місць в лабораторії забезпечується загальним освітленням яке відповідає 300 лк.

Для механізованої роботи основного обладнання в лабораторії застосовується напруга 380 і 220 В, а для забезпечення місцевого освітлення на робочих місцях 36 В відповідно до [24].

Будівля в якій розміщується дослідницька лабораторія, належить до класу з підвищеною небезпекою, тому що має струмопровідну підлогу [25].

Стіни виробничого підрозділу виконані з цегли, що вказує на другий ступінь їх вогнестійкості [26].

В приміщенні лабораторії може виникнути пожежа за рахунок спалаху дизельного пального або оливи, а також в результаті коротких замикань в електроустаткуванні.

5.3 Покращення умов праці при випробовуванні агрегатів системи мащення двигуна

З метою створення безпечних умов праці на робочих місцях дослідницької лабораторії і уникненню травматизму при проведенні робіт з розроблення методів діагностування агрегатів системи мащення двигуна необхідно зробити наступне: робоче місце з випробовування агрегатів системи мащення двигуна забезпечити місцевою примусовою вентиляцією; забезпечити заземлення користувачів електроенергії; стенд для випробовування агрегатів встановити на віброізоляційні підставки; ємкості з паливо-мастильними матеріалами закрити кришками для усунення їх випаровування; забезпечити робоче місце з комплектування деталей додатковим освітленням.

Роботи з фізичного моделювання технічного стану деталей агрегатів системи мащення потребують якісного освітлення робочого місця. В зв'язку з цим проведемо розрахунок природного освітлення приміщення лабораторії.

Достатній рівень природного освітлення створює оптимальні умови для безпечної роботи людини у приміщенні. Рівень освітлення багато в чому залежить від розміру віконного просвіту, крізь яке воно потрапляє у приміщення. Розрахунок площі вікон дозволяє перевірити виконання вимог [21] стосовно рівня природного освітлення у приміщенні.

Визначимо габарити віконного отвору приміщення для дослідження надійності гідромашин, розмірами $6 \times 8 \times 3$ м. Вихідні дані: висота приміщення $H = 3,0$ м, висота робочої поверхні $h_p = 0,8$ м; $\rho_{стелі} = 70\%$, $\rho_{стін} = 50\%$, $\rho_{підлоги} = 10\%$; характеристики вікон: скло подвійне, металопластикові віконні рами, сонцезахисні пристрої відсутні. Будівля знаходиться в місті Дніпро, об'єкти, що спричиняють затінення – будівля навпроти.

Нормоване значення (КПО), e_N , для будинків, розташованих в різних районах, визначається за формулою:

$$e_N = e_n \cdot m_N, \quad (5.1)$$

де e_n – значення (КПО) для робіт середньої точності, ($e_n = 1,5\%$);

m_N – коефіцієнт світлового клімату для приміщення, вікна якого розташовані на південний схід, ($m_N = 0,85$).

$$e_N = 1,5 \cdot 0,85 = 1,3\%$$

При боковому освітленні приміщення площі віконних прорізів визначаються за виразом:

$$S_{\text{в}} = \frac{e_N \cdot K_{\text{бюд}} \cdot K_3 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot S_{\text{п}}}{\tau_0 \cdot r_1 \cdot 100}, \quad (5.2)$$

де $S_{\text{в}}$ – площа вікон (ліхтарів), м^2 ;

$S_{\text{п}}$ – площа підлоги, м^2 ;

$K_{\text{бюд}}$ – коефіцієнт затінення вікон, ($K_{\text{бюд}} = 1 \dots 1,5$);

K_3 – коефіцієнт запасу, ($K_3 = 1,5 \dots 2$);

τ_0 – коефіцієнт пропускання світла, ($\tau_0 = 0,36$);

r_1 – коефіцієнти відбиття освітлення, ($r_1 = 3,0$);

$\eta_{\text{в}}$ – світлова характеристика вікна, ($\eta_{\text{в}} = 21$).

$$S_{\text{в}} = \frac{1,3 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 21 \cdot 48}{0,63 \cdot 3,0 \cdot 100} = 22,45 \text{ м}^2$$

Середнє значення коефіцієнт відбиття $\rho_{\text{ср}}$ визначається за виразом:

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{\text{стелі}} \cdot S_{\text{стелі}} + \rho_{\text{стін}} \cdot S_{\text{стін}} + \rho_{\text{підлоги}} \cdot S_{\text{підлоги}}}{S_{\text{стелі}} + S_{\text{стін}} + S_{\text{підлоги}}}, \quad (5.3)$$

де $\rho_{\text{стелі}}, \rho_{\text{стін}}, \rho_{\text{підлоги}}$ – відповідні коефіцієнти відбиття;

$S_{\text{стелі}}, S_{\text{стін}}, S_{\text{підлоги}}$ – відповідні площі поверхонь.

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{70 \cdot 48 + 50 \cdot 84 + 10 \cdot 48}{48 + 84 + 48} = 27,83\%$$

Отримане значення площі вікон приміщення ($S_{\text{в}} = 22,45 \text{ м}^2$) перевищує фактичну площу ($S_{\text{в}} = 20,2 \text{ м}^2$) на 10%, що не суперечить вимогам, а отже забезпечують відповідний рівень природного освітлення.

5.4 Охорони праці при ремонті агрегатів системи мащення двигуна

В лабораторії з ремонту агрегатів системи мащення двигуна основними роботами являються розбирально-складальні та обкатувально-випробовувальні, для виконання яких висуваються особливі вимоги. Основні положення для проведення даного виду робіт наводяться в ПІ 1.9.10-041-1999 [27].

Згідно структури, яка наводиться в роботі [27], першочергово вказуються загальні положення: «...слюсар-ремонтник інструктується перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 6 місяців (повторний інструктаж), а результати інструктажу заносяться в «Журнал реєстрації інструктажів з питань охорони праці», в журналі після проходження інструктажу повинен бути підпис особи, яка інструктує та слюсара». Крім того слюсар повинен мати вік 18 років та підготовку на виконання робіт даного виду.

Слюсар повинен виконувати роботу в відповідності до вказівок керівника і за якою він пройшов відповідний інструктаж, чітко дотримуватись норм і правил згідно трудового розпорядження.

Перед початком роботи згідно до [27] слюсар повинен: «Отримати завдання від керівника робіт, привести до ладу спецодяг, застібнути або обв'язати рукава, заправити одяг таким чином, щоб кінці його не розвіювались».

Потім йому необхідно підготувати робочу зону, розмістивши оснастку і основний інструмент в зоні досяжності рук, а агрегати і деталі на спеціальних підставках.

Необхідно чітко знати, що інструмент та оснастка знаходяться в справному стані і відповідають вимогам охорони праці.

За умови роботи з електроінструментом необхідно пройти відповідні інструктажі і лише потім приступати до роботи з ним.

В процесі проведення робіт відповідно до [27] необхідно виконувати роботи за технологічною картою. Забороняється працювати несправним інструментом, застосовувати насадки та оправки, які за розміром не відповідають технічним вимогам, проводити випробовування агрегатів при не якісному їх закріпленні, виконувати регульовальні операції на працюючому агрегаті, усувати несправності на стенді при його роботі.

По закінченню роботи згідно [27] слюсар повинен: навести порядок на робочому місці, очистити інструмент і оснастку та розмістити їх у спеціально призначені місця; знятий спецодяг помістити у спеціальну шафу; привести себе в порядок проведенням мийних процедур.

5.5 Дії у надзвичайних ситуаціях при ремонті агрегатів системи мащення двигуна

За умови виникнення аварійних ситуацій, в процесі проведення ремонтів агрегатів системи мащення двигуна, необхідно дотримуватись вимог які наведено в роботі[27].

Згідно роботи [27], до причин які обумовлюють аварійну ситуацію слід віднести: робота з несправним інструментом та оснасткою, поломки основного обладнання, робота з речовинами що обумовлюють наявність шкідливих факторів.

При виникненні надзвичайної ситуації при роботі з несправним інструментом в першу чергу необхідно зупинити всі види робіт. Якщо є потерпілі то треба виявити вид травми. Довести інформацію до керівництва і за можливості провести долікарську допомогу або викликати медичного робітника.

При поломці основного обладнання в першу черго його необхідно відключити від електроживлення, позначити аварійну зону та повідомити майстра. При можливості, надати допомогу для усунення аварії. Не допускається включати обладнання не усунувши несправність.

Висновок по розділу.

1. Отримані результати рівня природного освітлення в приміщенні з ремонту агрегатів системи мащення двигунів показали, що розмір віконного просвіту, через яке потрапляє денне світло, на 10% перевищує площу, яка вказується в нормативно-технічній документації, що являється запорукою створення оптимальних умов для безпечної роботи людини у приміщенні.

6. ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

В роботі досліджуються агрегати системи мащення дизельного двигуна, а також процеси, що обумовлюють зміну їх технічного стану та методи передремонтного діагностування, що забезпечують ефективність їх ремонту

Проводиться економічна оцінка реалізації розроблених методів передремонтного діагностування агрегатів системи мащення двигуна в процесі їх ремонту.

Планується застосування розроблених методів в сервісному центрі з технічного сервісу вузлів системи мащення двигунів внутрішнього згорання в відкритому акціонерному товаристві Дніпровський Агротехсервіс.

Для впровадження запропонованих методів з передремонтного діагностування передбачається додаткове оснащення.

До основних (капітальних) витрат слід віднести закупку обладнання для виконання сервісних робіт для масляних насосів табл.6.1.

Таблиця 6.1 – Обладнання та його вартість

№ п/п	Найменування	Модель	К-ть	Коштовність, грн.
1	Стенд для діагностування	КИ-5278	1	80000
2	Комплект слюсаря - ремонтника	КСР-5019	1	12000
3	Шафа дефектувальна	ШД-1459	1	8000
-	В цілому	-	3	100 000

За умови наявності початкових значень вартості одиниці ремонту масляного насоса за преїскурантною ціною і річної програми ремонту визначимо загальну вартість сервісних робіт для базового і проектного варіантів за формулою;

$$B_p = \eta \cdot B_{OP}, \quad (6.1)$$

де η^B, η^P – програма ремонту масляних насосів ($\eta^B = 500 \text{обсл.}$, $\eta^P = 850 \text{обсл.}$);

B_{OP} – вартість одиниці, грн.

$$B_p^E = 500 \cdot 850 = 425000 \text{ грн.}$$

$$B_p^N = 850 \cdot 850 = 722500,0 \text{ грн.}$$

Для визначення собівартості ремонту масляних насосів з врахуванням впровадження розроблених заходів з їх передремонтного діагностування необхідно визначити поточні витрати:

$$EB = 3П + A + B_{EЛ} + B_{PEM} + IB, \quad (6.2)$$

де $3П$ – зарплата з нарахуванням, грн.;

A – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{EЛ}$ – вартість електроенергії, грн.;

B_{PEM} – витрати на ремонт будівлі та устаткування, грн.;

IB – інші витрати, ($5\%EB$), грн.

Визначення витрат на річну зарплату робочих виконується за виразом:

$$3П = 3П_{CP} \cdot K_{PP} \cdot 12 + 3П_{H}, \quad (6.3)$$

де $3П_{CP}$ – місячна зарплата слюсаря, грн. ($3П_{CP}^{E,N} = 8500 \text{ грн.}$);

K_{PP} – кількість слюсарів, чол. ($K_{PP}^E = 1 \text{ чол.}, K_{PP}^N = 2 \text{ чол.}$);

$3П_{H}$ – нарахування на зарплату, грн. ($3П_{H} = 0,22 \cdot 3П$).

$$3П^E = 8500 \cdot 1 \cdot 12 = 102000 \text{ грн.}$$

$$3П^N = 8500 \cdot 2 \cdot 12 = 204000 \text{ грн.}$$

Зарплата з нарахуваннями складе

$$ЗП_{II}^E = 0,22 \cdot 102000 = 22440,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП_{II}^II = 0,22 \cdot 204000 = 44880,0 \text{ грн.}$$

А повна заробітна платня дорівнює

$$ЗП^E = 102000 + 22440,0 = 124440,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП^II = 204000,0 + 44880,0 = 248880,0 \text{ грн.}$$

Амортизаційні витрати на утримання обладнання визначаються за виразом:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100}, \quad (6.4)$$

де B_{OB} - балансова вартість обладнання, грн. ($B_{OB}^E = 170000$ грн.,
 $B_{OB}^II = B_{OB}^II + B_{OB}^E = 100000 + 170000 = 270000$ грн.);

H_A - амортизаційні відрахування, % ($H_A = 21,93\%$).

$$A_{OB}^E = \frac{170000 \cdot 21,93}{100} = 37281,0 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^II = \frac{270000 \cdot 21,93}{100} = 59211,0 \text{ грн.}$$

І відповідно для будівлі за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100}, \quad (6.5)$$

де B_B - вартість приміщення, грн. ($B_B = 1050000$ грн.);

H_B - амортизаційні відрахування на приміщення, ($H_B = 7,76\%$).

Тоді

$$A_E = \frac{10500000 \cdot 7,76}{100} = 81480,0 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування визначаються за виразом:

$$A = A_{\text{об}} + A_E, \quad (6.6)$$

$$A^B = 37281,0 + 81480,0 = 118761,0 \text{ грн.}$$

$$A^П = 59211 + 81480 = 140691,0 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$B_{\text{ел}} = Q_{\text{ел}} \cdot Ц_{\text{ел}}, \quad (6.7)$$

де $Q_{\text{ел}}$ - загальні витрати електроенергії, кВт/год.

($Q_{\text{ел}}^B = 28000 \text{ кВт/год.}$, $Q_{\text{ел}}^П = 39000 \text{ кВт/год.}$);

$Ц_{\text{ел}}$ - вартість 1 кВт/год., грн. ($Ц_{\text{ел}} = 1,96 \text{ грн.}$).

$$B_{\text{ел}}^B = 28000 \cdot 1,96 = 54880 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{ел}}^П = 39000 \cdot 1,96 = 76440,0 \text{ грн.}$$

Витрати ($B_{\text{рем}}$) на ремонт та обслуговування обладнання визначаються за виразом:

$$B_{\text{рем}} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (6.8)$$

$$B_{\text{рем}}^B = \frac{118761 \cdot 30}{100} = 35628,3 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{рем}}^П = \frac{140691 \cdot 30}{100} = 42207,3 \text{ грн.}$$

Інші витрати (IB) складають ($5\%EB$):

$$IB = \frac{(3П + A + B_{\text{ЕЛ}} + B_{\text{РЕМ}}) \cdot 5}{100}, \quad (6.9)$$

$$IB^{\text{Б}} = \frac{(124440,0 + 118761,0 + 54880,0 + 35628,3) \cdot 5}{100} = 16685,5 \text{ грн.}$$

$$IB^{\text{П}} = \frac{(248880,0 + 140691,0 + 76440,0 + 42207,3) \cdot 5}{100} = 25411,0 \text{ грн.}$$

Поточні витрати дорівнюють:

$$EB^{\text{Б}} = 124440,0 + 118761,0 + 54880,0 + 35628,3 + 16685,5 = 350395,5 \text{ грн.}$$

$$EB^{\text{П}} = 248880,0 + 140691,0 + 76440,0 + 42207,3 + 25411,0 = 533631,0 \text{ грн.}$$

Повна собівартість ($ПС$) розраховується за формулою:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^{\text{Б}} = 350395,5 \cdot 1,02 = 357403,4 \text{ грн.}$$

$$ПС^{\text{П}} = 533631,0 \cdot 1,02 = 544303,6 \text{ грн.}$$

А прибуток ($П$) за виразом:

$$П = B_{\text{пр}} - ПС, \quad (6.11)$$

$$П^{\text{Б}} = 425000 - 357403,4 = 67596,6 \text{ грн.}$$

$$П^{\text{П}} = 722500 - 544303,6 = 178196,4 \text{ грн.}$$

Відповідно рентабельність (P) буде дорівнювати:

$$P = \frac{П}{ПС} \cdot 100\%, \quad (6.12)$$

$$P^E = \frac{67596,6}{357403,4} \cdot 100\% = 18,9\%$$

$$P^N = \frac{178196,4}{722500,0} \cdot 100\% = 32,7\%$$

Економічна ефективність (E_p) визначиться:

$$E_p = \Pi^N - \Pi^E, \quad (6,13)$$

$$E_p = 178196,4 - 67596,6 = 110599,8 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень (T_o) складе:

$$T_o = \frac{B}{E_p}, \quad (6,14)$$

$$T_o = \frac{100000}{110599,8} = 0,9 \text{ року}$$

Результати проведених розрахунків наведені в табл.6.2.

Табл. 6.2 – Економічні показники

Показники	Варіанти		Відхилення (\pm)	
	Існуючий	Розроблений	Дабс.	Δвідн., %
Капіталовкладення, грн	-	100000	-	-
Програма ремонту, од.	500	850	+300	60,0
Кількість робочих, осіб.	1	2	+1	50,0
Експлуатаційні витрати на один ремонт, грн:				
- Річна зарплата	124440,0	248880,0	+124440,0	50
- Амортизаційні відрахування	118761,0	140691,0	+21930,0	18,5
- Поточний ремонт обладнання	35628,3	42207,3	+6579,0	18,5
- Електроенергія	54880,0	764440,0	+21564,0	39,3
- Інші витрати (спецодяг, інструмент)	16685,5	25411,0	+8725,5	52,3

Всього поточних витрат, грн.	350395,5	533631,0	+183235,5	52,3
------------------------------	----------	----------	-----------	------

Закінчення табл.6.2

Собівартість продукції, грн	357403,4	544303,6	+186900,2	52,3
Собівартість од. ремонту грн	714,8	640,4	-74,4	-
Відпускна ціна од. грн	850,0	850,0	-	-
Повний прибуток, грн	67596,6	178196,4	+110599,8	-
Рентабельність, %	18,9	32,7	+13,8	-
Строк окупності інвестиційних затрат, рок.	-	0,9	-	-

Впровадження способу передремонтного діагностування масляних насосів системи мащення двигуна в загальному технологічному процесі їх ремонту дає додатковий економічний ефект в розмірі 110599,8 грн. при рівні рентабельності 32,7%, що підтверджує ефективність результатів досліджень.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Основні параметри насоса в процесі експлуатації обумовлюються геометричними розмірами шестерень (висота та довжина зуба), зміна яких впливає на коефіцієнт подачі насоса ($K_Q = 0,6 - 0,8$), в результаті зростання торцевого і радіального зазорів в його качаючому вузлі.

2. Для визначення працездатного стану насоса в якості контролюючого параметра необхідно застосувати контроль часу стабілізації тиску від початку його роботи до виходу на заданий режим.

3. Для діагностування загального стану центрифуги і безпосередньо її забрудненості необхідно контролювати її гідравлічні параметри, до яких можна віднести значення перепаду тиску при якому почне обертатися ротор центрифуги.

4. В процесі експлуатації двигуна відбувається ослаблення циліндричних пружин клапанів системи мащення, внаслідок циклічних коливань клапана, що обумовлює зниження тиску в системі мащення та погіршує умови роботи підшипників колінчастого вала і циліндро-поршневої групи і потребує періодичного контролю тиску спрацювання клапанів.

5. Запропонована методика визначення технічного стану ресурсолімітуючих деталей масляного насоса і фільтруючого елемента передбачає застосування вимірювального інструменту, який широко застосовується на дефектувальних дільницях спеціалізованих підрозділів технічного сервісу з ремонту двигунів, що робить доступним їх застосування.

6. Запропонована методика контролю технічного стану центробіжних фільтрів по контролю перепаду тиску, при якому починається обертання ротора фільтра може бути застосована при проведенні робіт з передремонтного діагностування фільтруючих елементів.

7. Зміна структурних параметрів технічного стану деталей масляного насоса обумовлюється гідроабразивним спрацюванням, що вказує на наявність абразивних частиць в робочій рідині масляної системи двигуна.

8. Найбільш інтенсивно зношуються деталі торцевого зазору насосу, значення якого знаходиться в інтервалі 0,20...0,60 мм при гранично допустимому значенні 0,16 мм, що обумовлюється значенням конструктивного зазору в спряженні – 0,040...0,130 мм, який закладається при його виготовленні.

9. По результатам вхідного контролю фільтруючих елементів вдалося визначити максимальні значення зазорів між нижньою шийкою вісі ротора та опорною поверхнею ротора – 0,27 мм, та верхньою шийкою вісі ротора та верхньою опорною поверхнею ротора – 0,32 мм. Більше значення зазору в верхньому підшипнику обумовлюється умовами його роботи і конструктивними особливостями, які характеризуються більшими питомими навантаженнями в результаті менших геометричних розмірів поверхонь тертя.

10. Отримані результати показують, що при об'ємній подачі насоса $q = 480,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час встановлення робочого тиску в нагнітаючій магістралі становить 1,15 с., що не суттєво відрізняється від номінального значення. При подальшому зменшенні об'ємної подачі спостерігається різке зростання часу на встановлення робочого тиску і при подачі $q = 222,3 \text{ см}^3/\text{с}$ час дорівнює 2,20 с., що вказує на застосування в якості контролюючого параметра час стабілізації тиску від початку роботи насоса до виходу на заданий режим.

11. Різке зменшення пропускної здатності фільтра (від 25,8 л/хв. до 25,0 л/хв.) наблюдається при зазорі в підшипниках 0,17...0,23 мм, при якому тиск перепаду становить 0,22...0,25 МПа, що вказує на граничні значення даних параметрів для відцентрового фільтра. При цьому, застосування перепаду тиску, в якості діагностичного параметру для визначення технічного стану центрифуги, дає можливість визначити її технічний стан на початкових стадіях запуску, уникаючи її виводу на функціональний режим для контролю технічного стану, що значно скорочує час діагностування і не потребує контролю її функціонування на основному режимі роботи, який не завжди можна забезпечити в зв'язку з зміною технічного стану центрифуги.

12. Отримані результати рівня природного освітлення в приміщенні з ремонту агрегатів системи мащення двигунів показали, що розмір віконного просвіту, через яке потрапляє денне світло, на 10% перевищує площу, яка вказується в нормативно-технічній документації, що являється запорукою створення оптимальних умов для безпечної роботи людини у приміщенні.

13. Впровадження способу передремонтного діагностування масляних насосів системи мащення двигуна в загальному технологічному процесі їх ремонту дає додатковий економічний ефект в розмірі 110599,8 грн. при рівні рентабельності 32,7%, що підтверджує ефективність результатів досліджень.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Авдонькин Ф. Н. Текущий ремонт автомобилей. – М.: Транспорт, 1978. – 269 с.
2. Гриценко А. В. Концепция развития методов и средств диагностирования автомобилей // Материалы LII междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». Челябинск : ЧГАА, 2013. Ч. III. С. 42–49.
3. Гриценко А. В. Обоснование и разработка средств и методов диагностирования двигателей внутреннего сгорания автомобилей // Материалы L междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». Челябинск : ЧГАА, 2011. С. 6–11.
4. Родичев В. А. Тракторы: Учеб. для нач. проф. Образования / В. А. Родичев. – 3-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 256 с.
5. Совершенствование автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр. / Моск. автомоб.-дор. институт; [Отв. ред. В. Н. Луканин]. – М.: МАДИ, 1992. – 152 с.
6. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
7. Горбунов Б. Ф. Исследование системы смазки тракторного двигателя с целью обоснования технологии ее диагностирования : автореф. дис. ...канд. техн. наук. Минск, 1974. – 18 с.
8. ГОСТ 51709-01. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М. : Изд-во стандартов, 2006. – 49 с.
9. ГОСТ 52033-2003. Автомобили с бензиновыми двигателями. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния. – М.: Изд-во стандартов, 2003.
10. Автомобильный справочник / пер. с англ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.

11. Гриценко А. В. Метод диагностирования газораспределительного механизма по параметрам расхода воздуха и фаз газораспределения ДВС // Вестник ЧГАА. 2012. Т. 62. С. 32–34.
12. Билик Ш. М. Макрогеометрия деталей машин / Ш. М. Билик. М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
13. Трикозюк В. А. Повышение надежности автомобиля / В. А. Трикозюк. М.: Транспорт, 1980. – 88 с.
14. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е. С. Кузнецов [и др.]. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 322 с.
15. Ждановский Н. С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. Л.: Колос, 1981. – 295 с.
16. Болтинский В. Н. Теория, конструирование и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В. Н. Болтинский. – М., Изд-во с/х лит., журн. и плакатов, 1962. – 391 с.
17. Венцель С. В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С. В. Венцель. – М.: Химия, 1979. – 240 с.
18. Андреев В. П. Ремонт масляних насосів і фільтрів дизелів / В. П. Андреев, Н. И. Кириченко – М. : Агропромиздат, 1986. – 128 с.
19. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ: 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.57-320, 740.50-3901001КД. Набережные Челны: ОАО «КамАЗ», 2002. – 247 с.
20. Морозов Г. А. Очистка масла в дизелях / Г. А. Морозов, О. М. Арцимов – Л.: Машиностроение, 1971. – 192 с.
21. ДБН В.2.2-28:2010 Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – К.: Мінбуд України, 2010. – 149 с.
22. ДСТ 12.0.003-74. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація. – К.: Держстандарт, 1999.
23. ДСН 3.3.6.039-99 Государственные санитарные нормы производственной общей и локальной вибрации – М.: Изд-во стандартов, 1999.

24. НПАОП 40.1-1.32-01. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок. – К.: Держгірпромнагляд України, 2001 – 94 с.

25. ДСТУ 12.1.038:2008. Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Гранично допустимі значення напруг дотику і струмів – К.: Держстандарт, 2008.

26. ДБН В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – К.: Держбуд України, 2003 – 47 с.

27. ПІ 1.9.10-041-1999. Примірні інструкції з охорони праці для слюсаря-ремонтника – К.: Держстандарт, 1999.