

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 – КМР. 463 “С” 2023.03.28. 029 ПЗ

МИХАЙЛЮК ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

Конструювання та дизайну

УДК 61:01-5/1694-3

ПОГОДЖЕНО

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
Надійності техніки
(назва кафедри)

Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Забезпечення працездатності сільськогосподарської техніки

застосуванням технологій резервування у системі паливоподачі дизелів»

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання

сільськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

Новицький А.В.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:

К.Т.Н., доцент

Банний О.О.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Виконав:

Михайлюк О.О.

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ - 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

Конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Надійності техніки

(назва кафедри)

к.т.н., доцент

Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

2022 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Соснов Владислав Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність

133 – «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання
сільськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи «Забезпечення працездатності сільськогосподарської техніки застосуванням технологій резервування у системі паливоподачі дизелів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від 28 березня 2023р. № 463 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

2023.11.12

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи у процесі експлуатації сільськогосподарських машин від 30 до 50 % усіх відмов посідає гідравлічну систему через зношування прецизійних деталей, переважно золотникових пар. Для відновлення золотників найперспективнішим у цьому відношенні є композиційне хімічне нікелювання, оскільки з усіх хімічних покриттів нікелеве має досить високу мікротвердість, зносо- і корозійну стійкість.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз відмов гідророзподільників автотракторної техніки;
2. Підвищити ресурс золотників
3. Отримати від технології композиційне хімічне нікелювання позитивний економічний ефект.

Дата видачі завдання “15” жовтня 2022 року

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Завдання прийняв до виконання

Байний О.О.

(ПІБ)

Михайлюк О.О.

(ПІБ)

ЗМІСТ	
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ І ПРОБЛЕМИ РЕЗЕРВУВАННЯ У СИСТЕМІ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ. ПОСТАНОВКА ЦІЛІВ І ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	14
1.1. Актуальність дослідження.....	14
1.2. Загальні тенденції розвитку дизелів та систем паливоподачі.....	15
1.3. Особливості експлуатації та режимів роботи дизелів транспортних машин агропромислового комплексу.....	28
1.4. Аналіз швидкісних характеристик дизелів.....	33
1.5. Коротка характеристика об'єкта дослідження.....	42
1.6. Висновки на чолі. Постановка цілей та завдань дослідження.....	44
РОЗДІЛ 2. ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ РЕЗЕРВУВАННЯ У СИСТЕМІ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ І ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ.....	47
2.1. Напрямки резервування в системі паливоподачі дизелів.....	47
2.2. Зміна способу сумішоутворення в дизелі як інструмент функціонального та параметричного резервування.....	50
2.3. Висновки по розділу.....	56
3.1. Експериментальна установка для визначення швидкісних характеристик та індикування процесу паливоподачі.....	60
3.2. Експериментальне встановлення для індикування робочого процесу дизеля.....	62
3.3. Формування швидкісних характеристик дизеля при насиченні палива повітрям з використанням безповоротного клапана.....	65
РОЗДІЛ 4. РЕЗЕРВУВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ЕФЕКТУ.....	68
4.1. Аналіз параметрів електрогидравлічної системи паливоподачі за результатами експериментальних досліджень.....	68
4.2. Результати осцилографування високовольтного розряду в паливі.....	68
4.3. Результати осцилографування гідродинамічних процесів.....	71
Бронзовою медаллю.....	Ошибка! Закладка не определена.
диплом.....	Ошибка! Закладка не определена.
Срібною медаллю.....	Ошибка! Закладка не определена.
диплом.....	Ошибка! Закладка не определена.
Заєць Ю.А., Лебедєв Т.М., Голубєв Д.С., Мохов С.В., Савельєв М.А.	Ошибка! Закладка не определена.

Заспц Ю.А., Голубев Д.С Бірюков Ю.А., Мохов С.В. Савельев М.А.

НУБІП УКРАЇНИ
експо.
2-ступеня

Ошибка! Закладка не определена.

Ошибка! Закладка не определена.

Ошибка! Закладка не определена.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

ВСТУП

При розгляді парку дизелів, що використовується як силові установки сільськогосподарських і транспортних машин, слід зазначити, що з часом і з низки об'єктивних причин дизель, задовольняючи основним технічним вимогам, перестає задовольняти новим вимогам. Нові вимоги обумовлюються, як правило, новими досягненнями та науково-технічним прогресом у галузі двигунобудування, досвідом експлуатації техніки в різних транспортних, дорожніх та кліматичних умовах, а також за різної організації технічного обслуговування та ремонту (ТО та Р).

Модернізація існуючого парку дизелів з метою виконання нових технічних вимог та підвищення ефективності експлуатації сільськогосподарської техніки може здійснюватися за своїми науково-технічними програмами, але при цьому бути обгрунтованою з техніко-економічної точки зору і може не збігатися з тенденціями сучасного дизелебудування.

У 80-90-х роках минулого століття сформульовані вимоги до паливної апаратури дизелів [32, 34, 73]. Проблеми вдосконалення паливної апаратури свої роботи присвятили вчені, як І.В. Астахов [5], Д.М. Вирубів [34], В.Р. Бурячка [15], Л.М. Голубков [43,44] та багато інших. В даний час ці вимоги практично виконані сучасними двигунобудівними фірмами та у зв'язку з підвищенням енергетичних та екологічних вимог, скороченням запасів енергоресурсів, інтенсивним розвитком електроніки розроблено сучасні вимоги до паливної апаратури [62, 17]:

а) забезпечення гнучкого регулювання циклової подачі відповідно до умов роботи та заданого швидкісного режиму двигуна, а також заданої зовнішньої швидкісної характеристики;

б) забезпечення мінімальної нерівномірності подачі по циліндрах або, навпаки, оптимальної нерівномірності подачі та кута випередження впорскування палива (КВВП) для кожного циліндра відповідно до його особливостей конструкції, виготовлення та технічного стану;

в) оптимальне регулювання кута випередження впорскування палива

відповідно до режиму роботи;

г) автоматизація пуску, необхідне збагачення при пуску, вимикання подачі на примусовому холостому ході, регулювання перехідних режимів;

д) відключення циліндрів та циклів на часткових режимах;

е) діагностування датчиків та виконавчих пристроїв, компенсація вибули з ладу за допомогою резервних програм;

ж) оптимальне регулювання тиску та характеристики впорскування;

з) здійснення двофазного впорскування, у тому числі з мінімально стійкою запальною порцією.

В даний час характер використання транспортних машин у різних умовах, проте, має загальні характерні риси, які в тому числі визначають вимоги до дизелів загалом та до паливної апаратури зокрема. Насамперед йдеться про

природно-кліматичні та дорожні умови експлуатації, а також зростання ролі

надійності техніки при транспортуванні вантажів, виконання технологічних

процесів в умовах сучасного промислового та сільськогосподарського

виробництва. Особливої ролі набувають методи забезпечення працездатності

техніки, які визначаються розробкою нових конструкцій, технологіями

виготовлення комплектуючих та збиранням виробів, дослідженням та пошуком

нових матеріалів, дослідженнями, спрямованими на зниження трудомісткості

ТО та Р, впровадженням електроніки та автоматизованих систем керування

транспортним засобом (ТЗ), автоматизації технологічних процесів на стадії

виготовлення та проектування.

Наразі актуальність забезпечення працездатності автотракторної техніки

агропромислового комплексу країни зумовлена старінням машинно-тракторного

парку, низькою укомплектованістю технікою господарств. Так, при

забезпеченості господарств тракторами та збиральними машинами від 45 до 58

% їх коефіцієнт технічної готовності у напружені періоди сільськогосподарських

робіт вирається у 0,82 одиниці. Підвищене навантаження на існуючу техніку

призводить до збільшення відмов, простоям техніки, неможливості якісно

провести технічне обслуговування. Оцінка наслідків таких відмов пов'язана з

порушенням термінів агротехнічних робіт та перевищує у 3-4 рази витрати на відновлення працездатності [10]. При цьому витрати на утримання техніки у працездатному стані досягають до 74% усіх витрат [18]. Слід зазначити, що багато моделей техніки, що випускається сьогодні, застаріли. Близько 80% тракторів, 65% комбайнів та 60% інших сільськогосподарських машин проектувалися понад 15-18 років тому. За рядом експлуатаційних показників вітчизняна техніка поступається своїм зарубіжним аналогам. Напрацювання на відмову вітчизняних тракторів нижче нормативного від 2 до 3 разів [54].

Характерним для сільськогосподарської техніки є зберігання автомобілів та тракторів на відкритих майданчиках, їх сезонне використання та наявність значної частки часу, протягом якої техніка перебуває в режимі тривалого зберігання [19]. Наслідком цього є обводнення палива та інтенсивне корозійно-механічне зношування плунжерних пар паливного насоса високого тиску. Це призводить до високого відсотка відмов плунжерних пар через заклинювання (34% від усіх несправностей насосів високого тиску). Відмови паливної апаратури становлять від 25 до 30% відмов дизеля і призводять, як правило, до припинення транспортно-технологічного процесу, відновлення працездатного стану в умовах стаціонарної ремонтної бази.

Вирішення цього завдання може бути комплексним. Опірає як у пред'явленні нових (підвищених) вимог до очищення палива, актуалізації існуючих вимог багатопаливності дизелів, так і у розробці систем паливоподачі, що забезпечують можливість роботи на низькоякісному паливі. Однак у будь-якому разі розвиток та вдосконалення робочих процесів, схем, систем, конструкцій з одного боку та задоволення вимог щодо надійності техніки з іншого - два взаємопов'язані напрямки розвитку. Питанням надійності паливної апаратури присвятили свої докторські дисертації та праці вчені І.І. Габітов [36], В.Є. Горбаневський [46], Б.П. Загородських [86], Є.А. Пучин [12], С.М. Шаріфулін [34] та ін.

В даний час показники надійності паливної апаратури для встановлених вимог умов експлуатації досить високі, проте їх важко спрогнозувати при зміні

умов експлуатації. Наприклад, застосування забрудненого або позаштатного палива тягне за собою вихід з ладу плунжерної пари за кілька годин роботи, надмірна навантаження насосної секції при неваліфікованому технічному обслуговуванні паливного насоса призводить до відмови дизеля, тривала робота на режимах малих навантажень і холостого ходу. Підвищення вимог до

показників надійності з урахуванням усіх умов експлуатації економічно недоцільно. У разі особливої ролі набуває властивість об'єкта зберігати певну обмежену працездатність при впливах, не передбачених умовами експлуатації.

Не менш важливою для сільськогосподарської техніки є властивість об'єкта зберігати обмежену працездатність за наявності дефектів або пошкоджень певного виду, а також при відмові деяких елементів. Однак на даний час відсутній методологічний апарат та науково обґрунтовані рекомендації щодо розширення галузі надійності та працездатності дизеля.

Відомо, що одним із напрямів підвищення надійності та працездатності техніки є резервування. Однак це поняття застосовується та асоціюється з терміном «дублювання». Дублювання або структурне резервування як засіб підвищення надійності економічно можна виправдати лише обмеженому класі об'єктів і систем. Інші методи резервування: функціональне, тимчасове, інформаційне, навантажувальне - розвинені слабо та в дизелях застосовуються вкрай обмежено. Основною причиною такого стану справ є відсутність єдиних концептуальних підходів та складність розробки як технічних рішень, спрямованих на резервування, так і загалом технологій їх реалізації. У той самий час потенціал функціонального резервування досить високий і може забезпечити як працездатність дизеля у разі відмови, а й запобігти відмові, і навіть підвищити ефективність експлуатації дизеля за нормальних і спеціальних умов.

Таким чином, в даний час склалася суперечність між необхідністю забезпечення працездатності дизеля (збереження обмеженої працездатності) при впливах, що не передбачені умовами експлуатації, або властивості дизеля зберігати обмежену працездатність за наявності дефектів або пошкоджень певного виду, а також при відмові деяких елементів та відсутністю науково

обґрунтованих рекомендацій задля досягнення цих цілей.

Тому вирішення проблеми розробки та обґрунтування концепції забезпечення працездатності дизелів як сукупності певних методів та математичних моделей, схем та умов, технічних рішень, що відображають об'єктивні закономірності в системі паливоподачі дизелів, є актуальним.

Мета дослідження: розвиток методології резервування у системі паливоподачі дизелів задля забезпечення працездатності сільськогосподарської техніки.

Гіпотеза: проблема розробки та обґрунтування концепції забезпечення працездатності дизелів сільськогосподарської техніки може бути вирішена на основі розробки та дослідження способів параметричного та функціонального резервування у системі паливоподачі дизелів.

Наукова концепція: концепція забезпечення працездатності дизелів сільськогосподарської техніки полягає у параметричному та функціональному резервуванні основних функцій та параметрів паливної апаратури, характеристик дизеля та базується на наступних концептуальних положеннях:

- про застосування параметричного резервування як способу розширення області працездатності об'єкта створенням запасу параметра як для безперервних показників на певних інтервалах (швидкості характеристики крутного моменту, характеристики впорскування палива), так і впливом на основні робочі параметри будь-якого процесу, результатом якого є зміна якості (Шукові якості дизеля, фізико-хімічні властивості палива);

- про застосування функціонального резервування в системі паливоподачі як способу забезпечення працездатності дизеля у разі виникнення відмови, запобігання відмови, а також підвищення ефективності експлуатації дизеля в нормальних та особливих умовах.

Об'єкт дослідження: транспортний дизель з об'ємним сумішоутворенням та паливною апаратурою розділеного типу.

Предмет дослідження: процес формування основних функцій та параметрів паливної апаратури, характеристик дизеля при параметричному та

функціональному резервуванню.

Завдання дослідження:

- розробити концепцію нових принципів резервування у системі паливоподачі дизелів;

- розробити та обґрунтувати методи функціонального та параметричного резервування в системі паливоподачі дизелів;

- Дослідити резервування функції подачі палива в циліндр дизеля як метод забезпечення обмеженої працездатності дизеля при відмові паливної форсунки;

- визначити параметри електрогідравлічних систем для паливоподачі в

дизелях при різних методах резервування: функціональному резервування

паливного насоса високого тиску, параметричне резервування пускових якостей,

параметричне резервування характеристики впорскування та розробити склад та

структуру електрогідравлічної системи паливоподачі для реалізації

функціонального та параметричного резервування;

- розробити моделі досліджуваних процесів: модель газонасичення палива з використанням неповоротного клапана при параметричному резервуванні

моменту, що крутить, в зоні низьких і високих частот обертання; відбору важких

домішок із використанням неповоротного клапана при функціональному

резервуванні системи очищення палива; робочого процесу дизеля при змінному

способі сумішоутворення та параметричному резервуванні крутного моменту в

зоні низьких та високих частот обертання та функціональному резервуванні

пристрою впорскування палива;

- оцінити зміни технічного рівня транспортного засобу при реалізації

заходів резервування у системі паливоподачі дизелів, спрямованих на

забезпечення працездатності.

Наукова новизна дослідження:

- розроблено концепцію забезпечення працездатності дизелів, що

представляє новий науковий напрямок з дослідження функціонального та

параметричного резервування в системах паливоподачі дизелів та розробки

нових способів реалізації цих напрямків резервування;

- розроблено методологію резервування як сукупність методів функціонального та параметричного резервування, а саме функціонального резервування: функції подачі палива до циліндра дизеля, очищення палива, паливного насоса високого тиску; параметричного резервування: крутного моменту в області низьких та високих частот обертання, характеристики впорскування, пускових якостей;

- розроблено структурно-логічну та математичну модель резервування та моделі досліджених процесів: модель газонасичення палива з використанням неповоротного клапана при параметричному резервуванні крутного моменту в зоні низьких та високих частот обертання; відбору важких домішок із використанням неповоротного клапана при функціональному резервуванні системи очищення палива; робочого процесу дизеля при змінному способі сумішоутворення та параметричному резервуванні крутного моменту в зоні низьких та високих частот обертання та функціональному резервуванні пристрою впорскування палива;

На захист виносяться:

- концепція забезпечення працездатності дизелів, яка полягає у параметричному та функціональному резервуванні основних функцій та параметрів паливної апаратури, характеристик дизеля;

- методологія резервування як сукупність методів функціонального та параметричного резервування, а саме: резервування функцій паливної форсунки, очищення палива, паливного насоса високого тиску; параметричного резервування крутного моменту області низьких і високих частот обертання, характеристики впорскування, пускових якостей;

- новий метод та система паливоподачі, засновані на електрогідравлічному розряді в паливі, склад, структура, параметри електрогідравлічної системи при різних методах резервування;

- структурно-логічну та математичну модель резервування та моделі досліджених процесів: модель газонасичення палива з використанням неповоротного клапана при параметричному резервуванні крутного моменту в

зони низьких та високих частот обертання; відбору важких домішок з використанням безповоротного клапана при функціональному резервуванні системи очищення палива; робочого процесу дизеля при змінному способі сумішоутворення та параметричному резервуванні моменту, що крутить, в зоні низьких і високих частот обертання і функціональному резервуванні пристрою впорскування палива.

Апробація роботи: основні положення дисертаційного дослідження обговорено та схвалено на

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ І ПРОБЛЕМИ РЕЗЕРВУВАННЯ У СИСТЕМІ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ. ПОСТАНОВКА ЦІЛІВ І ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Актуальність дослідження

Розвиток сільськогосподарського виробництва та підприємств агропромислового комплексу визначає важливу роль транспортного забезпечення. З урахуванням різноманітності сільськогосподарської продукції, структура автомобільного парку сільськогосподарських підприємств різна. У цілому нині система машин для комплексної механізації сільськогосподарського виробництва передбачає постачання сільського господарства основними базовими моделями вантажних автомобілів, серед яких КамАЗ-5320, Урал-5557 (сімейство двигунів КамАЗ-740) [188].

Перед вантажного автотранспорту припадає понад 90 % обсягів внутрішньогосподарських перевезень сільськогосподарської продукції і на доставки її до місць реалізації. Незважаючи на те, що частка автомобілів КамАЗ у сільськогосподарських підприємствах становить близько 25 %, обсяг вантажу, що перевозиться, цими автомобілями становить для різних господарств від 50 до 75 %. При цьому собівартість транспортування вантажу цими автомобілями є найменшою [119].

Враховуючи, що понад 85 % автомобілів мають термін служби понад 13 років, питання забезпечення працездатності дизелів, підвищення надійності та ресурсу є актуальними.

Паливоподаюча система дизеля багато в чому визначає енергетичні, економічні, ергономічні та інші характеристики дизеля, його показники надійності. Вона вимагає кваліфікованого обслуговування, постійно перебуває під впливом зовнішніх умов експлуатації, ефективність її роботи та надійність залежить від якості палива. Наслідком умов експлуатації дизелів є наявність характерних відмов паливної апаратури (ПА), таких як:

- закоксування та обрив розпилювачів форсунок;
- зависання голки та поломка пружини форсунок;

- вихід із ладу плунжерних пар паливного насоса високого тиску (ПНВТ);
 - засмічення фільтруючих елементів повітряних, масляних та паливних фільтрів.

Тому дослідження, спрямовані на спрощення технічного обслуговування (ТО), підвищення якості очищення палива, забезпечення працездатності дизеля за відмов паливної апаратури є актуальними.

Розглядаючи швидкісні характеристики дизелів, слід зазначити, що в області низьких частот обертання момент, що крутить, не високий. Позначення енергетичної озброєності дизелів по номінальній потужності, що застосовується в даний час, не дає уявлення про можливості двигуна, так як в області номінальних частот обертання дизель експлуатується вкрай рідко. Більшою мірою для споживача важлива потужність і момент, що крутить, в діапазоні від низьких до середніх частот обертання. У зв'язку з цим поряд з номінальною потужністю з'явилося поняття мінімальної та нормальної потужності [227].

Значення потужності в діапазонах низьких частот обертання важливі тому, що дають повну картину про тягове зусилля, що розташовується в цьому діапазоні. При цьому характеристика крутного моменту в цій області частот істотно впливає на такі важливі властивості транспортного засобу, як опорно-тягова прохідність, тягово-швидкісні властивості, маневреність, керованість, а вони у свою чергу формують комплексну властивість рухливості транспортного засобу. Обґрунтування можливості поліпшення цих експлуатаційних властивостей є актуальною науковою проблемою та розширює сферу забезпечення працездатності дизеля та транспортного засобу в цілому.

1.2. Загальні тенденції розвитку дизелів та систем наливоподачі

Розвиток двигунобудування в нашій країні і за кордоном дозволяє з великою ймовірністю припускати, що як силові установки для масових транспортних засобів промислового і сільськогосподарського призначення може бути використаний тільки чотиритактний поршневий двигун внутрішнього згорання (ДВС). Цей тип двигуна досить відпрацьований щодо ефективності енергоперетворення, безвідмовності та довговічності, не втратив певних резервів

удосконалення, повністю освоєний у технологічному відношенні, а головне – для його виготовлення у масовому масштабі існує реальна виробнича база [137, 182]. Цей тип двигуна може стати базою для створення силових гібридних агрегатів.

У той же час відомі альтернативні двигуни поки не вийшли зі стадії лабораторних досліджень і дослідно-конструкторських робіт, не освоєні в технологічному відношенні, а головне - не мають усього діапазону переваг, які б виправдали витрати на технічне переозброєння промисловості.

Формуючи концепцію перспективного двигуна з урахуванням реальних проблем, пов'язаних із їх застосуванням, слід насамперед вирішити принципово важливі питання про його тип та орієнтацію щодо застосовуваного палива. Останнє є найважливішою обставиною, що визначає можливість і подальшу доцільність застосування поршневих ДВС в перспективі, оскільки принцип поциклового спалювання палива, що використовується в них, визначає досить жорсткі вимоги до властивостей і якості застосовуваного палива.

При комплексному розгляді цих питань можна зробити висновок, що двигуни перспективних машин повинні бути орієнтовані на застосування двигунів із запаленням від стиснення - дизелів. Така орієнтація вже досить апробована, добре вписується в рамки існуючого виробничого потенціалу.

Застосування дизелів як двигуни сільськогосподарських та транспортних машин дозволяє отримати такі переваги:

1. Термодинамічна досконалість дизельного процесу, що забезпечує вищу (від 25 до 30%) паливну економічність порівняно з бензиновими двигунами, що зумовлює не лише зниження вартості експлуатації, а й збільшення запасу ходу машин з палива;
2. Поліпшення від 10 до 15% тягово-динамічних властивостей машин при рівній з бензиновими двигунами номінальній потужності за рахунок якісного регулювання подачі палива та особливостей швидкісних характеристик дизеля;
3. Найкращі адаптивні властивості;
4. Найменшу пожежонебезпеку;
5. Можливість розширення асортименту пального, придатного для

реального використання;

6. Зменшення викиду токсичних продуктів неповного згоряння;

7. Можливість подальшого підвищення їх енергетичних та масово-габаритних показників за рахунок форсування наддувом та створення на цій основі сімейств високофорсованих дизелів.

Дизелям останніх випусків властивий також значний прогрес щодо безвідмовності, довговічності та експлуатаційної технологічності, що забезпечують помітне скорочення ресурсомісткого транспортно-технологічного процесу.

Газотурбінний наддув, що знайшов широке застосування на сучасних дизелях, дозволяє досить ефективно підвищити номінальну потужність двигуна більш ніж на 35%. Паливна економічність таких двигунів цілком залежить від типу та якості турбокомпресора, систем керування та прийнятих схем наддуву.

Збільшення металоємності дизеля у разі незначно і становить від 2 до 4%.

Слід зазначити, що форсування газотурбінним наддувом спричиняє збільшення теплового та механічного навантажень на деталі, механізми та системи двигуна, а також зменшення ресурсу. Крім того, ефективність наддува проявляється на середніх та високих частотах обертання колінчастого валу.

Проблема реалізації високого моменту, що крутить, на низьких частотах призводить до необґрунтованого подорожчання двигуна. Внаслідок цього застосування газотурбінного наддуву на дизелях сільськогосподарської техніки, які тривало працюють в умовах високих навантажень, не завжди виправдане.

Так, зі збільшенням потужності двигуна трактора Т-150М проти трактором Т-150 на 26,5% продуктивність машинно-тракторного агрегату (при постійній робочій швидкості) зросла лише від 15 до 18% (залежно від технологічної операції). У цьому маса трактора збільшилася на 12%.

Перелічені переваги дозволяють припустити, що серйозного конкурента дизелю протягом найближчих 10-15 років не буде.

Виробництво двигунів там здійснюється як у спеціалізованих підприємствах, і на заводах, які входять до складу фірм, що випускають

автомобілі [4]. Дизелі для вантажних автомобілів виготовляють зазвичай спеціалізовані фірми. До них можна віднести: Daimler Benz та його групу MTU, MAN, Deutz у Німеччині; Perkins, Leyland, Land Rover у Великій Британії; Cummins, Teleqyne Continental, GMC, Ford у США; Hino та Isuzu у Японії; Volvo у Швеції; FIAT та IVECO в Італії.

До складу об'єднання Daimler Benz входить з 1989 року концерн Mercedes Benz, який займає перше місце у Європі з виробництва двигунів для вантажних автомобілів. Найбільш цікаві напрями та технічні рішення представлені в роботах [245, 246, 247, 248, 257, 258, 259].

Лінійка двигунів ЗМ містить типорозмірний ряд від 58 до 612 кВт і містить більше 24 типів дизелів, що демонструють високий ступінь уніфікації складальних одиниць і деталей. Є як рядні, так і V-подібні двигуни. Ці дизелі мають високий момент, що крутить, який підтримується постійним в широкому діапазоні частот обертання (OM-442 A - 1760 Н-м, при $\omega = 1000-1600$ об/хв). Двигуни мають високий коефіцієнт пристосованості, що досягає 35%, та оснащені паливною апаратурою фірми Bosch з тиском упрескування до 100 МПа та коректором по наддуву. Ряд двигунів комплектуються двоступінчастим моторним гальмом.

Транспортні двигуни шведської фірми Volvo, що є другим у світі виробником великовантажних автомобілів, як правило, виконані у шестициліндровому рядному виконанні.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних двигунів досягає 45% (наприклад, двигуни D-12A). Більшість двигунів мають турбонаддув, проміжний охолоджувач наддувального повітря (ОНВ), індивідуальне електронне упрескування палива в циліндри з чотириклапанним газообміном. Електронне управління забезпечує реалізацію таких функцій, як обмеження частоти обертання при пуску холодного двигуна, поки не стануть оптимальними умови мастила, точне управління частотою обертання колінчастого валу при роботі додаткового обладнання, зниження потужності двигуна, якщо його температура перевищує допустиму, а також двоступінчасте моторне гальмо.

Scania - шведська фірма, що займає третє місце в Європі та четверте у світі з виробництва вантажних автомобілів, яка випускає як V-подібні восьмициліндрові, так і рядні шестициліндрові двигуни. Останні покоління мають різні комплектації та оснащені турбокомпресором, ОНВ типу «повітря-повітря», електронним керуванням з безпосереднім упорскуванням. Надбанням фірми є турбокомпаундні двигуни DTC-1 101. Вони мають дві турбіни - одна для наддуву, друга є силовою ($n = 60000$ об/хв) і за допомогою гідромуфти з'єднана з маховиком для узгодження частот обертання. Рекуперована потужність досягає 55 кВт, але на вал передається всього 15 кВт за потужності дизеля 295 кВт.

Турбонаддув дозволив підвищити ККД до 41%, охолодження наддувного повітря - до 44%, а компаундування підвищило ККД до 46% [4].

Загальними особливостями сучасних швидкохідних дизелів є високий момент, що крутить, в широкому діапазоні частот обертання; високі тиску впорскування палива, застосування електроніки для керування паливоподачею та, як наслідок цього, застосування індивідуальних паливних насосів, насос-форсунок, паливних систем акумуляторного типу; застосування ефективного газотурбінного наддуву, що регулюється, з охолодженням наддувного повітря.

Дизелі інженерної та гусеничної зарубіжної техніки, відрізняє особливо високий рівень форсування як за середнім ефективним тиском ($P_{e\ max}$ до 2,0 МПа), так і за частотою обертання (від 2600 до 3000 об/хв), навіть при великій розмірності циліндра. Форсування у цих двох напрямках дозволяє отримати питому масу, порівнянну з дизелями легкових автомобілів ($q = 1,37$ кг/кВт), і навіть - досягти надзвичайно високої габаритної потужності до 1200 кВт/м³ [16].

Розкид рівнів форсування дизелів загального застосування пояснюється тим, що зарубіжні фірми випускають широку гаму модифікацій базової моделі, що відрізняються різним ступенем наддуву від низького (при P_k від 1,5 до 1,7) до високого (при P_k від 2,5 до 3,0), забезпечує підвищення максимального значення середнього ефективного тиску до 2,0 МПа.

Формування вимог до паливної апаратури дизелів пов'язані з забезпеченням екологічних норм, планованих техніко-економічних показників двигунів,

характеру перебігу робочих процесів, досягнутого рівня показників різних паливних систем, забезпеченням необхідні умови експлуатації [62, 73, 137, 148].

Загальними вимогами є:

- мінімальна вартість та маса;

- Висока технологічність;

- стабільність показників подачі палива протягом терміну експлуатації з періодичністю ТО форсунки 1000 год., ПНВТ-3000 год.;

- Зручність обслуговування, ремонту, регулювання;

- Забезпечення максимального ресурсу в межах ресурсу двигуна (до 10000 год.);

- забезпечення заданого тиску та характеристики впорскування протягом тривалого терміну експлуатації та керування ними відповідно до режимів роботи;

- керування цикловою подачею та УОВТ залежно від частоти, навантаження дизеля, тиску наддуву, параметрів навколишнього середовища, теплового стану двигуна;

- неприпустимість підприскування та підтікання палива;

- мінімальна нерівномірність подачі палива за циліндрами (на номінальному режимі до 3 - 4% за циліндрами та 1% за циклами);

- Мінімальний власний рівень шуму;

- забезпечення стійких мінімальних подач на режимах малих навантажень, холостого ходу при багатофазному впорскуванні;

- можливість прокачування системи видалення повітряних пробок;

- Забезпечення необхідних динамічних якостей двигуна на перехідних режимах роботи і зниження часу перехідних процесів в самій паливній апаратурі (ТПА);

- вібростійкість та герметичність для попередження втрат палива та його забруднення;

- працездатність у широкому інтервалі температур [62].

На основі цього критеріями досконалості ТА можна вважати: економічні та

енергетичні показники дизеля, показники шумності роботи, величину викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВМГ), динамічність транспортного засобу, надійність пуску, коефіцієнт пристосовності, дотримання обмежень тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, теплових навантажень, температури газів перед турбіною [62].

Реалізація вимог до паливної апаратури дизелів обумовлює напрями її подальшого розвитку та вдосконалення. Загальна тенденція підвищення енергетичних характеристик дизелів накладає свій відбиток на паливоподачі.

Реалізація цієї тенденції здійснюється за допомогою форсування за середнім ефективним тиском через підвищення щільності повітряного заряду в циліндрі двигуна за рахунок наддуву та охолодження наддувного повітря із застосуванням пристроїв регулювання [108].

Таке форсування супроводжується, як правило, зниженням частоти обертання колінчастого валу, збільшенням відношення ходу поршня до діаметра циліндра і, незважаючи на зростання тиску в циліндрі, збереженням або окремих випадках навіть збільшенням ступеня стиснення. Одночасно виникають і труднощі в організації ефективної паливоподачі в камеру згоряння, зумовлені нижченаведеними причинами.

По-перше, з форсуванням збільшується діапазон необхідних циклових подач палива. Якщо на режимах малих навантажень і холодного ходу циклові подачі високо- і слабо форсованих модифікацій дизеля приблизно однакові, то на режимі максимальної потужності вони можуть відрізнятись дуже значно. Щоб зберегти якість розпилювання палива, доводиться зберігати переріз соплових отворів, а щоб не збільшувати тривалість упорскування - підвищувати тиск палива перед форсункою: він на виході з ППВТ зараз нерідко сягає 200 МПа.

По-друге, форсування здійснюється, як вище, без збільшення камери згоряння. При значно збільшеній швидкості об'ємної подачі палива зростає і далекобійність смолоскина, відповідно і частка палива, яка виноситься на периферію камери згоряння і осідає на її стінках. Результат - бурхливе утворення сажі та відкладень на поверхні поршня.

Щоб скоротити довжину факела, потрібно зменшити діаметр соплового діаметра форсунки. Але щоб зберегти загальний прохідний переріз розпилувача, доводиться збільшувати кількість отворів.

У результаті на сучасних високофорсованих автомобільних дизелях з діаметром циліндра від 120 до 130 мм використовуються розпилувачі, у яких кількість соплових отворів досягає семи-восьми, що до недавнього часу було характерно лише для дизелів з діаметром циліндра понад 150 мм. Таким чином, паливна апаратура високофорсованого дизеля повинна виконувати суперечливі вимоги: збільшувати кількість палива, що подається в циліндр, без зростання тривалості впорскування і далекобійності факела.

З іншого боку, у разі підвищення значень тисків впорскування спостерігається зменшення діаметрів крапель палива при розпаді струменя, зокрема середнього діаметра крапель, тобто. поліпшення дрібності розпилування палива, більш повне охоплення обсягу камери згоряння струменями, вирівнювання значень коефіцієнта надлишку повітря за обсягом камери згоряння, поліпшення показників роботи дизеля. Однак цей метод є ефективним лише за невисоких значень тиску впорскування. При сучасному високому рівні значень максимального тиску впорскування 150-200 МПа подальше його збільшення не супроводжується істотним поліпшенням якості розпилування палива, а отже, не призводить до значного скорочення періоду затримки займання, що зумовлює основні показники роботи дизеля [149].

Однак навіть у зазначених межах збільшення тиску впорскування на жаль не дає пропорційного покращення ефективних показників дизеля, оскільки зростають витрати потужності на привід ПНВТ.

Для швидкохідних дизелів транспортного та сільськогосподарського призначення доцільним є рівень 100-150 МПа. Так, при збільшенні P_{max} 50 до 100 МПа ефективність робочого процесу підвищується на 25-30%, а при подальшому збільшенні P_{max} до 150 МПа, ефективність робочого процесу збільшується всього від 2 до 3% [149].

Крім того, такий шлях веде до подорожчання паливної апаратури.

Наприклад, Мюнхенський інститут двигунобудування експериментально встановив: витікання палива в секції ПНВТ при частоті обертання кулачкового валу 1000 об/хв і тиск палива 100 МПа становлять 3,7% циклової подачі, а при 180 МПа - вже 16%, тобто. на 80% збільшує виток у 2,8 рази. Аналогічні співвідношення мають місце у форсунці. Для усунення впливу витоків на енергетичні показники дизеля застосовують ПНВТ, продуктивність якого покриває ці витікання. Крім того, для збереження надійності і жорсткості його валу при контактних зусиллях, що збільшуються між кулачком і роликом штовхача, потрібно збільшувати діаметр валу, розміри опорних підшипників, а також ширину кулачкових шайб, що в свою чергу призводить до подальшого зростання масогабаритних параметрів насоса, його вартості і витрат потужності на привід. Ефект від покращення індикаторних показників можна порівняти з витратами енергії на привід насоса.

Наступний напрямок пов'язане з впровадженням та вдосконаленням електронних систем управління паливоподачею. Для вітчизняних дизелів цей напрямок пов'язаний переважно з модернізацією ТА, що має гідромеханічне управління. Порівняно з традиційними системами паливоподачі системи з електронним управлінням мають такі переваги:

- гнучке регулювання циклової подачі залежно від частоти обертання, навантаження та забезпечення заданої зовнішньої швидкісної характеристики;
- Виконання вимог мінімальної нерівномірності подачі по циліндрах або, навпаки, оптимальна нерівномірність подачі та УОВТ для кожного циліндра;
- оптимальне регулювання УОВТ відповідно до режиму роботи;
- автоматизація пуску та забезпечення примусового холостого ходу, відключення за необхідності циліндрів та циклів на часткових навантаженнях;
- Забезпечення самодіагностики системи.

Слід зазначити, що завдання управління характеристикою впорскування палива та кутом випередження впорскування палива, які ефективно вирішуються системами з електронним управлінням, становлять практичний інтерес і не

втратили актуальності своїх рішень у галузі автоматичного регулювання для традиційної ТПА, якій оснащений парк вітчизняних дизелів.

Удосконалення процесів впорскування палива пов'язане з вирішенням завдань швидкого завершення процесу впорскування, виключенням «підприскування», реалізацією малих циклових подач та ліквідацією закоксовування розпилувачів, забезпеченням впорскування альтернативних видів палива, а отже – збільшенням ресурсу прецизійних пар.

В даний час широкого поширення для вантажних автомобілів набули такі схеми паливної апаратури високого тиску [62, 117, 148, 149]:

- розділеного типу ($P_{y\max}$ до 130 МПа);
- стовпчикова паливна апаратура високого тиску (ТАВС) ($P_{v\max}$ до 190 МПа);
- насос-форсунки ($P_{v\max}$ до 250 МПа);
- розподільчого типу ($P_{v\max}$ до 190 МПа);
- Система "Common Rail" ($P_{v\max}$ до 200 МПа).

Дані схеми можуть бути виконані з елементами електронного або механічного управління. Системи Common Rail мають на увазі тільки електронне управління.

Кожен із вищеперелічених типів ТПА має свої переваги та недоліки, свої сфери застосування. Однак сьогодні очевидні безперечні переваги систем з електронним керуванням.

Проведений аналіз показує, що традиційні гідромеханічні системи паливоподачі вичерпали свої можливості на рівні EURO-2 і розглядаються у вигляді традиції та поширеності [117]. Радикальне вдосконалення характеристик двигунів можливе лише за умови використання електронних систем управління паливоподачею з підвищеною енергією впорскування. Незважаючи на подорожчання двигуна на 25-30% через застосування електронних систем управління, цей напрямок розвитку вважається перспективним, оскільки основним чинником залишається нормальне емісії токсичних речовин, що постійно посилюється.

В даний час на вітчизняних транспортних дизелях набула поширення

паливна апаратура розділеного типу, представлена на малюнку 1.1, з плунжерним ПНВТ [17,31,75,77,117,137]. Системи з таким ПНВТ щодо прості конструктивно та в обслуговуванні, надійні, легко компонуються на двигуні, допускають широку зміну циклових подач.

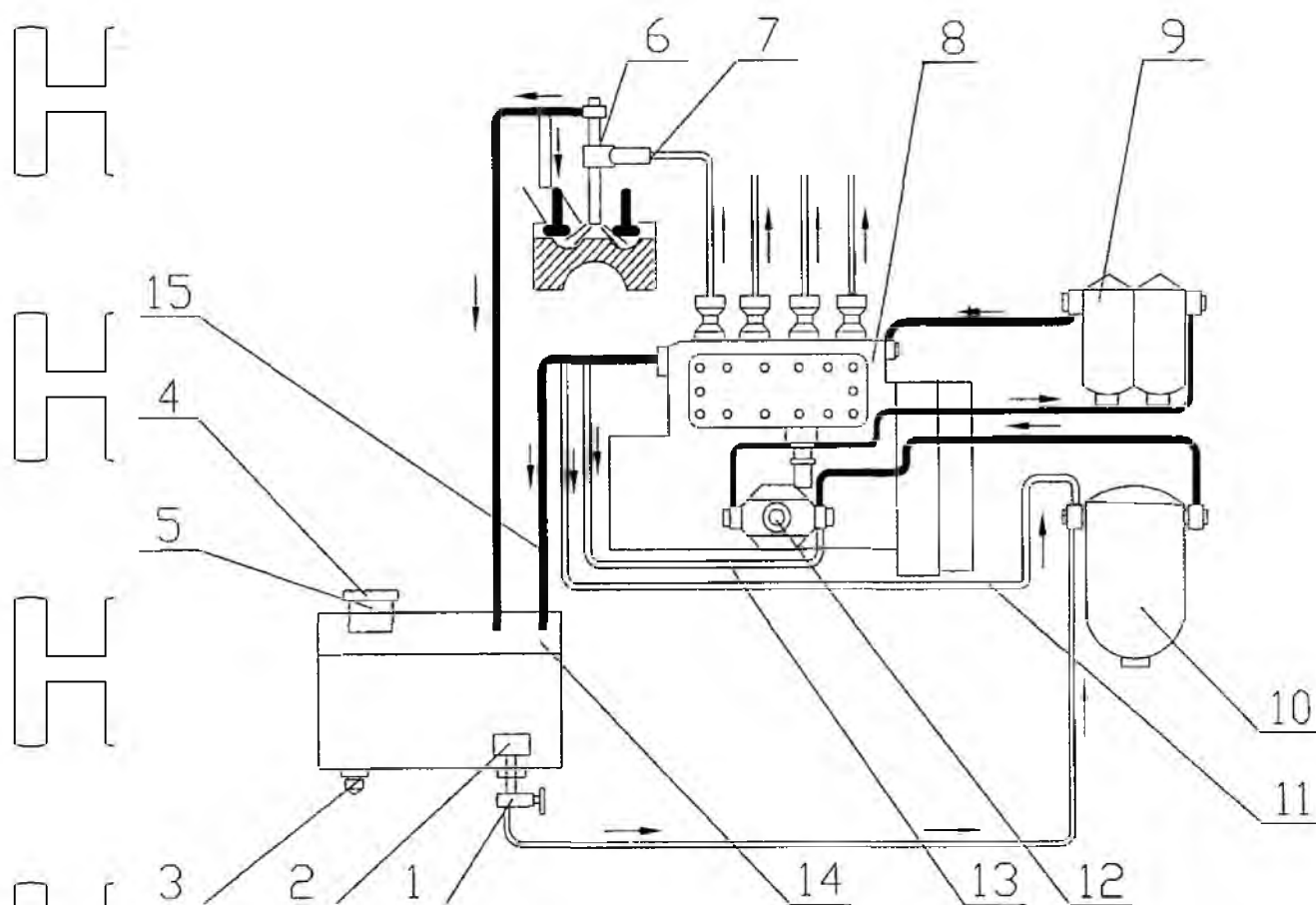
Поряд з цим їм притаманні недоліки: параметри впорскування, насамперед тиск впорскування, сильно змінюються при зміні швидкісного та навантажувального режимів двигуна. Результатом цього є погане розпилювання на режимах холостого ходу і малих подач, малих частотах обертання, при пуску.

Є труднощі у забезпеченні ідентичності показників паливоподачі як міжциклової - від циклу до циклу, і міжсекційної - по секціям многоплунжерного насоса, і навіть усунення негативних хвильових явищ [83].

Незважаючи на провідну роль гідромеханіки в управлінні паливоподачею для даного типу паливної апаратури, фірма Bosch розробила електронну систему управління паливоподачею у дизелі Mercedes-Benz OM442LA, призначеному для вантажного автомобіля. На малюнку 1.1 представлена схема паливної апаратури розділеного типу та схема електронного управління подачею палива [62]. Управління насосом здійснюється за двома каналами - цикловою подачею палива та кутом випередження впорскування палива.

Електронний блок управління здійснює оптимальне у межах можливостей даної ТПА управління робочим процесом дизеля з використанням сигналів ПНВТ, автомобіля, двигуна, коробки перемикачів передач (КПП).

З використанням сигналів датчиків температури та тиску повітря розраховується витрата та коефіцієнт надлишку повітря. Для особливих умов руху, наприклад, обгону, система допускає короточасне порушення обмежень за частотою та цикловою подачею. Цей приклад ілюструє можливість реалізації електронних систем управління ТПА на традиційній паливній апаратурі розділеного типу.



1 - кран; 2 - фільтр; 3 - зливний кран; 4 - заливна горловина; 5 - фільтр заливної горловини; 6 - форсунка; 7 - паливопроводи високого тиску; 8 - паливний насос високого тиску; 9 - фільтр тонкого очищення палива; 10 - фільтр грубої очистки палива; 11 - дренаж на вхід у фільтр грубої очистки; 12 - паливопідкачувальний насос; 13 - дренаж на вхід паливопідкачувального насоса; 14 - паливний бак; 15 - дренаж у бак

Рисунок 1.1 - Паливна апаратура розділеного типу та схема електронного керування подачею палива

Паливна апаратура високого тиску, так званого стовпчикового типу, являє собою індивідуальні для кожної форсунки насоси високого тиску із загальним приводом і регулюванням. Таке компонування паливної апаратури дозволяє за рахунок зменшення довжини паливопроводу високого тиску значно зменшити обсяг лінії нагнітання, що дозволяє підвищити чіткість процесу подачі палива, стабільність його характеристик і керування. Крім того, збільшення значень максимальних та середніх тисків упорскування палива дозволяє більш якісно

організувати сумішеутворення та тим самим покращити паливну економічність дизеля.

Стовпчикова конструкція ТАВД передбачає більш просту адаптацію до застосування електронних систем управління паливоподачею дизелів [117].

Підвищення інтересу до насос-форсунок обумовлено найповнішою відповідністю при максимальній простоті конструкції двом найважливішим тенденціям удосконалення ТАВД: інтенсифікації впорскування та введення електронного управління. У вітчизняному двигунобудуванні насос-форсунки застосовувалися на двигунах ЯАЗ-204/206, на судновому дизелі Д42 (8ЧН30/38)

та на двигунах ЯАЗ-560, що випускаються за ліцензією Австрійської фірми Steyr. З насос-форсунками пов'язана назва ТПА – паливна система нерозділеного типу. Інтенсифікація процесу впорскування відбувається за рахунок значного зменшення обсягів палива, що стискається, і податливості системи. Переваги насос-форсунок полягають у збільшенні тиску впорскування, різкого відсічення подачі та відсутності підприскування, меншому закоксуванню розпилювача та його більшому ресурсі, менших витратах потужності, відсутності необхідності в нагнітальному клапані, якіснішої характеристики впорскування з точки зору екологічних вимог. В останні роки інтенсивний розвиток цього напрямку ТПА

дозволив значно знизити недоліки насос-форсунок, спростити їх конструкцію та адаптувати до електронних систем керування.

Акумуляторна система паливоподачі «Common-Rail» з мікропроцесорною системою управління може розглядатися як самостійний напрямок розвитку паливної апаратури. Вона дозволяє оптимально регулювати тиск і характеристику впорскування, створювати необхідний для оптимізації згоряння тиск і фази впорскування залежно від частоти та навантаження в двигуні, здійснювати багатофазну подачу для забезпечення необхідних енергетичних, економічних та екологічних показників дизелів.

Однак перераховані можливості визначають і існуючі проблеми: створення ефективної електрогідравлічної форсунки, електрокерованого клапана та його приводу; створення простого, дешевого,

надійного ТНВС; розробка ефективного методу управління характеристикою впорскування; розробка ефективного програмного забезпечення. Використання даної системи паливоподачі стримується також високою постійною навантаженістю всіх деталей паливної апаратури [117, 148] і низьким ККД системи.

Тим не менш, посилення вимог до транспортних дизелів при одночасному збереженні або поліпшенні паливної економічності відповідно вимагає від ТПА вищих енергетичних показників та вдосконалення характеристик керування паливоподачею. На основі вищесказаного можна стверджувати, що вдосконалення дизелів, у тому числі паливної апаратури, є актуальним і своєчасним науковим напрямом.

1.3. Особливості експлуатації та режимів роботи дизелів транспортних машин агропромислового комплексу

Експлуатація сільськогосподарської автотракторної техніки має низку особливостей, що мають велике значення. До них відноситься зберігання автомобілів та тракторів на відкритих майданчиках, їх сезонне використання та наявність значної частки часу, протягом якого техніка знаходиться в режим тривалого зберігання. Так, наприклад, у фермерських господарствах техніка безладно розташовується біля житлових будинків та господарських будівель. Фермери мають слабе уявлення про технології підготовки машин для зберігання, обслуговування під час зберігання [192]. Наслідком відкритого зберігання, як зазначалося вище, є обводнення палива та інтенсивне корозійно-механічне зношування плунжерних пар паливного насоса високого тиску. Тяжке економічне становище фермерських господарств та інших сільськогосподарських структур, великі витрати на підтримку працездатного стану техніки, що виступила свій термін, не дозволяють використовувати фірмове технічне обслуговування. Некваліфіковане самостійне обслуговування таких складних систем, як система паливоподачі, тягне за собою цілу низку негативних наслідків, що супроводжуються відмовими [35].

Кількість забруднюючих домішок у паливі у літній період у 1,2-1,7 разів

більше, ніж узимку. Експлуатація автомобілів в особливо зашкідливих умовах по ґрунтових дорогах в 1,5 рази збільшує забруднення палива в порівнянні з експлуатацією на дорогах з твердим покриттям. При цьому паливо в паливному баку містить у 2,2-5,1 разів більше забруднюючих домішок, ніж у цистернах автозаправних станцій [65].

Експлуатація сільськогосподарської автомобільної техніки в польових умовах, умовах бездоріжжя та бездоріжжя характеризується режимами роботи дизеля з частим виходом на зовнішню швидкісну характеристику. Це спричиняє великі витрати повітря, погіршення повноти згоряння палива на перехідних режимах і, як наслідок, збільшення нагароутворення, зносу циліндропоршневої групи (ЦПГ), зниження ресурсу дизеля.

Під особливими умовами експлуатації, відповідно до ГОСТУ 25883-83, розуміються умови експлуатації, що характеризуються екстремальними значеннями будь-яких факторів. Насамперед до таких факторів можна віднести температуру навколишнього середовища та атмосферний тиск, що характерно для північних регіонів, спекотних та гірських районів країни. Ці умови впливають на працездатність техніки, інтенсивність відмов, на енергетичні та економічні показники, час приведення в готовність до руху [30, 72].

Відповідно до документа [17] за природно-кліматичними умовами територія нашої країни поділяється на кілька кліматичних районів: дуже холодного клімату, холодного, помірно холодного, помірно теплого (вологого, теплого вологого), жаркого сухого, дуже жаркого сухого, помірного.

Висока температура навколишнього середовища суттєво впливає на перебіг робочого процесу, індикаторні та ефективні показники двигунів. Цей вплив проявляється як внаслідок зростання температури повітря та палива на вході у двигун, так і внаслідок розігріву самого двигуна. Дослідження, проведені з метою виявлення особливостей роботи дизелів в умовах високих температур довкілля, показали таке. В умовах спекотного клімату температура палива у системі живлення дизеля істотно перевищує температуру навколишнього повітря. У паливному баку температура вище температури навколишнього

середовища від 8 до 16 °С, на вході в паливopідкачуочий насос - від 15 до 25 °С, а в ПНВТ - від 30 до 50 °С. Температура навколишнього повітря $t_{ов}$ на вході в повітряний фільтр вище температури навколишнього повітря: у дизелів із забором повітря з атмосфери - на величину від 10 до 14 °С, а у дизелів із забором

повітря з підкапотного простору - від 34 до 40 °С. На дизелі з ОНВ і паливною апаратурою моделі 176 «Компакт» з тиском впорскування палива $P = 120$ МПа,

при температурі навколишнього повітря 25 °С і з підвищенням температури палива в каналі ПНВТ від 30 до 89 °С зменшується масова подача палива (γ_T) Як

наслідок цього, потужність двигуна N_e знижується на 23%, а тиск наддувного повітря $P_{нд}$ на 12%. Крім того, збільшується питома витрата g_e . За більш

високої температури навколишнього повітря (50 °С) номінальна потужність знижується на 21%. Встановлено, що при температурі повітря 25 °С і

температурі палива в каналі ПНВТ від 50 °С і вище, частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальному моменту, що крутить, з 1300

об/хв збільшується до 1450 об/хв. Таким чином, частотний діапазон роботи двигуна за швидкісною характеристикою в зоні $M_{до\max}$ звужується на 19%.

Технічна готовність машин за умов низьких температур визначається, насамперед, надійним пуском двигуна та готовністю його до прийняття навантажень. Визначальним у процесі пуску є співвідношення моменту, що крутить, розвивається стартером, і моменту опору прокручування колінчастого валу двигуна, а також одночасно відбувається погіршення сумішоутворення і займання палива в кінці такту стиснення дизеля.

На функціонування двигуна та його систем впливає зміна фізичних властивостей палива та моторного масла. Вязкість дизельного палива зі зниженням температури збільшується, а це погіршує його подачу та розпилювання.

Основні порушення у системі харчування паливом пов'язані з наявністю у ньому парафінових вуглеводнів, мають високу температуру плавлення в інтервалі від 5,5 до 28,1 °С. При зниженні температури високоплавкі вуглеводні кристалізуються, виникає небезпека засмічення паливних фільтрів. При

подальшому охолодженні кристали утворюють тверді просторові ґрати і, як наслідок, паливо втрачає плинність.

Для займання дизельного налива (ДН) необхідно, щоб температура паливоповітряної суміші в кінці такту стиснення була не менше 300 °С. Зі

зниженням температури навколишнього повітря зменшується і температура в кінці такту стиснення. Так, зі зміною температури навколишнього повітря від

плюс 20 до мінус 30 °С температура наприкінці такту стиснення зменшується на величину від 100 до 110 °С, при цьому відбувається затримка самозаймання

палива, процес згоряння погіршується. Також істотно впливає зниження тиску в кінці такту стиснення до величини 75 % від номінального значення при пуску

холодного двигуна через виток повітря в ЦПП. Наприклад, щоб забезпечити необхідну температуру в кінці такту стиснення при температурі навколишнього

повітря мінус 30 °С, необхідно збільшити частоту обертання колінчастого валу двигуна до 300 об/хв порівняно з 80 об/хв при температурі плюс 20 °С, що

практично не здійснено [72].

При температурі повітря від мінус 25 до мінус 50 °С надійний пуск та готовність автомобіля до руху можуть бути забезпечені лише за рахунок комплексного застосування різних засобів та способів передпускової підготовки.

При цьому вирішальним фактором є не так збільшення потужності пускової системи, як забезпечення зменшення в'язкості масла, дизельного палива і

поліпшення сумішоутворення.

У гірських районах через складний профіль доріг, що рясніє підйомами і спусками, а також від різкої зміни параметрів атмосфери різко збільшується

навантаження на силову установку транспортного засобу. Зі збільшенням висоти над рівнем моря змінюються основні параметри атмосфери: знижуються барометричний тиск, щільність та температура

39 повітря. Вищезгадані дослідження

показують, що потужність дизелів знижується від 7 до 8% на кожний кілометр підйому. Падіння енергетичних та економічних показників дизеля пов'язане з

тим, що в міру збільшення висоти та відповідно зменшення щільності повітря,

що надходить у циліндри, зменшується енергія потоків повітря в камері згоряння та величина його тиску в кінці такту стиснення, внаслідок чого далекобійність струменів збільшується, а їх розпил погіршується. Це призводить до погіршення сумішоутворення, збільшення тривалості горіння та зниження індикаторного тиску.

Особливістю експлуатації транспортних засобів будь-якого призначення є різноманітність режимів роботи силової установки. Переважання тих чи інших режимів залежить від різних факторів, серед яких визначальними є призначення транспортного засобу, умови експлуатації, стиль водіння та ін. постійно

мінливими умовами руху. У таких умовах двигун КамАЗ-740 повністю завантаженого автомобіля КамАЗ-5320 із загальною масою 16 т. потужності – 0,4% на зовнішній швидкісній характеристиці – близько 30%. У разі магістралі при завантаженні 15,4 т 76,6% часу становили режими з частотою від 1800 до 2000 об/хв. При цьому до 30% складають режими з максимальним моментом, що крутить [49].

У той же час двигуни ЯМЗ-338, встановлені на вантажних автомобілях КраЗ у змішаному циклі, від 50 до 80% часу працюють у зоні зовнішньої швидкісної характеристики при частоті обертання від $0,7 n_{ном}$ до $1 n_{ном}$ [124].

Для порівняння – основну частку режимів дизелів міських автобусів (до 50%) становлять режими холостого ходу, але в режимах номінальної потужності дизель працює лише 1,2% [49].

При виконанні основних технологічних операцій сільськогосподарською технікою, наприклад, оранки, дизель працює на режимах з високою частотою обертання поблизу граничної регуляторної характеристики при навантаженні від 70 до 80% [124, 149].

Робота дизелів транспортних машин агропромислового комплексу характеризується насамперед роботою у важких дорожніх умовах. Це призводить до частих, тривалих виходів дизеля на зовнішню швидкісну характеристику. Аналогічний характер режимів спостерігається при експлуатації транспорту в горбистій та особливо у гірській місцевості. Найбільш

ефективним способом захисту двигуна від перевантажень у цих умовах є застосування турбонаддуву. З одного боку, створюється енергетичне резервування силової установки, а з іншого - підвищується ресурс за рахунок забезпечення роботи дизеля в зоні частот обертання, що відповідають максимальному моменту, що крутить. Однак використання турбонаддува не вирішує проблеми дизеля, пов'язані з невисокими моментами, що крутять, на низьких частотах обертання. Більше того, на цих частотах для екологічних та економічних показників включається в роботу зворотний коректор ПНВТ, зменшуючи циклову подачу палива [148]. Вимога високого крутного моменту на низьких частотах обертання актуальна також у піщаних, засмічених районах, коли цей параметр визначає експлуатаційні властивості транспортного засобу - опорно-тягову прохідність, рухливість, маневреність, тягово-швидкісні властивості, а отже надійність технологічного (транспортного) процесу.

Усунення цієї суперечності та резервування енергетичних показників на низьких частотах обертання є складною науково-технічною проблемою і пов'язане з удосконаленням як робочого процесу, так і паливної апаратури.

На малюнку 1.2 представлені характерні режими роботи дизелів транспортного засобу, а також вплив кліматичних умов на роботу дизелів. Умови та фактори, що знижують надійність техніки в умовах експлуатації, висока оцінка відмов (їх наслідків) зумовлюють пошук та обґрунтування шляхів підвищення надійності дизелів.

Таким чином, експлуатація автомобілів та тракторів агропромислового комплексу характеризується зберіганням на відкритих майданчиках, низькою якістю палива, некваліфікованим технічним обслуговуванням, важкими дорожніми умовами експлуатації, що обґрунтовує актуальність досліджень, спрямованих на забезпечення працездатності дизелів у цих умовах експлуатації та покращення експлуатаційних властивостей транспортних засобів за рахунок вдосконалення показників дизеля.

1.4. Аналіз швидкісних характеристик дизелів

Двигуни транспортних та сільськогосподарських машин працюють у

широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів, тому конкретизація вимог до дизеля визначається насамперед умовами експлуатації. Тому формується експлуатаційні характеристики двигунів. У зв'язку з цим, одним з ключових наукових завдань двигунобудування на сучасному етапі є визначення ідеальних швидкісних характеристик двигуна та формування на їх основі реальних характеристик.

Формування швидкісних характеристик дизелів пов'язані з призначенням транспортного засобу, який встановлюється двигун.

Так, наприклад, колісні тягачі, тракторна техніка і гусеничні машини, сільськогосподарські машини, кар'єрні засоби, що працюють тривалий час на часткових навантаженнях, потребують великого запасу моменту, що крутить, максимум якого переважний на низьких частотах обертання. Але в той же час для збереження енергетичних та економічних якостей необхідно забезпечувати коефіцієнт надлишку повітря на перехідних режимах вище за межу димлення.

Для досягнення цих вимог найбільше підходить дизель з газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря. При цьому може застосовуватися або регульований наддув з пристроями, що прискорюють розгін турбокомпресора на перехідних режимах або двоступінчаста система наддуву з турбокомпресором і приводним компресором від колінчастого вала двигуна.

При формуванні швидкісних показників дизелів визначальну роль грають три основні ділянки:

ділянку прямої (позитивної) корекції. Мета корекції на цій ділянці - досягнення заданих енергетичних показників і збільшення запасу моменту, що крутить. При роботі дизеля за швидкісною зовнішньою характеристикою та зниження частоти обертання від номінальної необхідно збільшення циклової подачі палива для забезпечення необхідного запасу моменту, що крутить. У транспортних дизелях підвищення циклової подачі палива від номінальної може становити від 10 до 35% (у дизеля КамАЗ-7406 ця величина становить 27%) [131, 132, 134, 230];

Ділянку зворотної (негативної) корекції, мета якого - забезпечення заданих

екологічних показників [131]. Зниження частоти обертання колінчастого валу на цій ділянці супроводжується збільшенням димності внаслідок зменшення коефіцієнта надлишку повітря і вимагає зниження циклової подачі палива. Це зменшення транспортних дизелів може становити від 20 до 35 %;

- Ділянка пускової подачі забезпечує надійний пуск двигуна за різних умов.

Величина пускової подачі коливається в діапазоні від 150 до 200 % від номінальної подачі та визначається залежно від конструктивних особливостей двигуна, температури навколишнього повітря, температурного та технічного стану двигуна.

Крім цих трьох ділянок мають місце регуляторні ділянки:

- ділянка граничної регуляторної характеристики, що забезпечує обмеження частоти обертання колінчастого валу та виконання відповідних норм щодо димності відпрацьованих газів;

- Ділянки часткових регуляторних характеристик. Їх форма значно впливає на економічні, екологічні, а також динамічні показники дизеля. Так, при всережимному регулюванні їхня форма досить крута, і вони майже еквідистантні один одному. При трирежимному регулюванні часткові регуляторні характеристики майже горизонтальні в зоні високих частот обертання і переходять у вертикальні при низьких частотах обертання. Досить прогресивною формою представлення цих показників є гіперболічні криві;

- Ділянка регуляторної характеристики в зоні малих частот обертання колінчастого валу. Ціль - забезпечення стійкої роботи двигуна в зоні частот обертання, що відповідають холостому ходу. Нестійкість роботи двигуна виникає через нестабільність паливоподачі при низьких частотах обертання та аналогічний характер зміни моменту опору і крутного моменту двигуна. Робота регулятора в цій зоні фактично робить ці дві залежності, якщо не перпендикулярними, то близькими до цього положення.

Швидкісні характеристики вітчизняних дизелів. Відомо, що найбільш економічним є робочий процес з об'ємним сумішоутворенням. Дизелі з об'ємним сумішоутворенням мають найнижчі рівні викидів з відпрацьованими газами

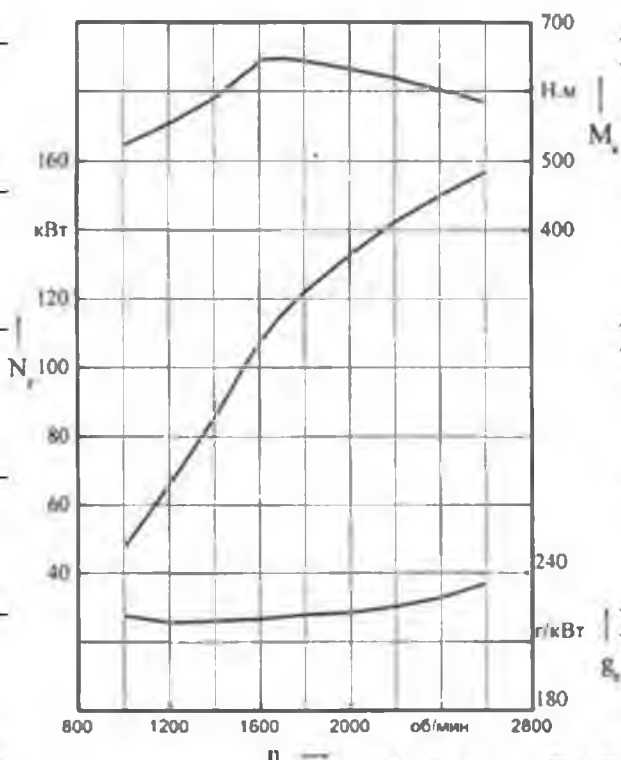
твердих частинок, а відповідно, і димність газів, що відпрацювали. У той же час, як показав досвід експлуатації, димність дизелів різко зростає при перебагаченні паливно-повітряної суміші в циліндрі дизеля. Останнє спостерігається при різкому збільшенні навантаження та падінні частоти обертання колінчастого валу. Причиною є швидке збільшення подачі палива регулятором і неузгодженість форм смолоскиців з формами камери згоряння на низьких частотах обертання, в результаті чого значна частина палива не бере участі в процесі сумішоутворення, що в свою чергу призводить до падіння потужності та значного збільшення димності. На сучасних дизелях узгодження форми смолоскиця з формою камери згоряння можливе лише для основних режимів роботи паливної апаратури. Частоти межі димлення виключаються регулятором частоти обертання колінчастого валу. Крім того, на малюнках 1.3 та 1.4 представлені швидкісні характеристики дизелів КамАЗ-740 та ЯМЗ-238, для яких забезпечення екологічних норм (EURO-2) вітчизняними виробниками паливної апаратури здійснено обмеженням циклової подачі в діапазоні низьких частот обертання до 1000 об/хв.

У діапазоні частот обертання колінчастого валу від 1500 до 1000 об/хв за допомогою негативного коректора зменшується циклова подача палива до 15% за цикл, що забезпечує бездимну роботу дизеля на низьких частотах обертання колінчастого валу. Зокрема, при формуванні ділянки негативної корекції в дизелі КамАЗ-740 [134] циклова подача палива зменшується на 23%. Таке проходження ділянки негативної корекції дозволяє на режимі $n = 1000$ об/хв знизити витрату палива та димність відпрацьованих газів на 60%. Разом з тим, формування ділянки негативної корекції призводить до погіршення динамічних якостей дизеля, тому величину корекції паливоподачі слід визначати з урахуванням забезпечення необхідних динамічних якостей.

НУБІ

НУБІ

НУБІ



їни

їни

їни

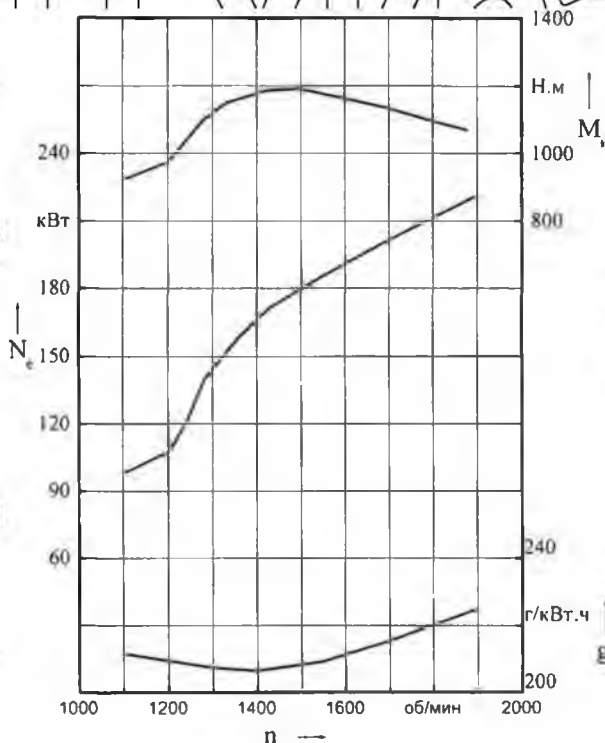
номінальна потужність - $N_e = 154 \text{ кВт}$; максимальний крутний момент - $M_k = 637 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
 число циліндрів - $i = 8$; розташування циліндрів - V; ступінь стиснення - $\varepsilon = 17$;
 робочий об'єм - $V_h = 10,85 \text{ л}$; турбонаддув - відсутній.

Рисунок 1.3 - Швидкісні характеристики дизеля КамАЗ-740

НУБІ

НУБІ

НУБІ



їни

їни

їни

номінальна потужність - $N_e = 243 \text{ кВт}$; максимальний крутний момент - $M_k = 1225 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
 число циліндрів - $i = 8$; розташування циліндрів - V; ступінь стиснення - $\varepsilon = 15,2$;
 робочий об'єм - $V_h = 14,86 \text{ л}$; турбонаддув - присутній.

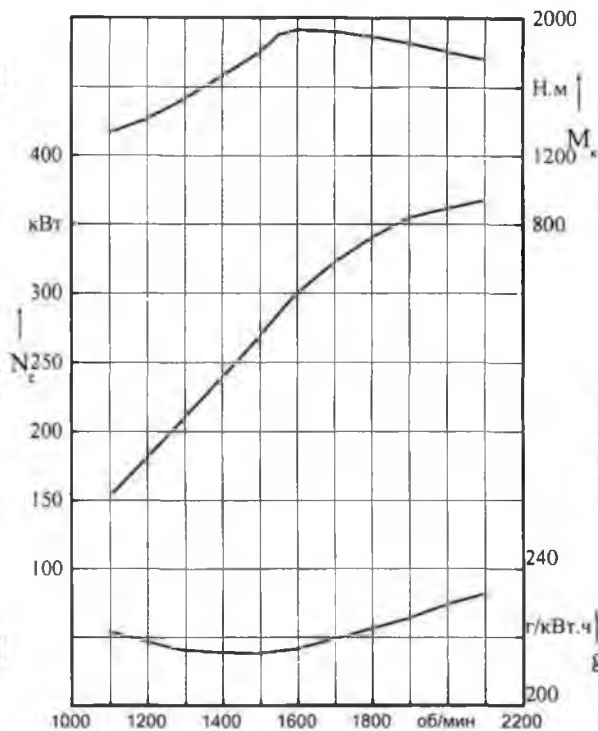
Рисунок 1.4 - Швидкісні характеристики дизеля ЯМЗ-238Д

НУБІ

України

їни

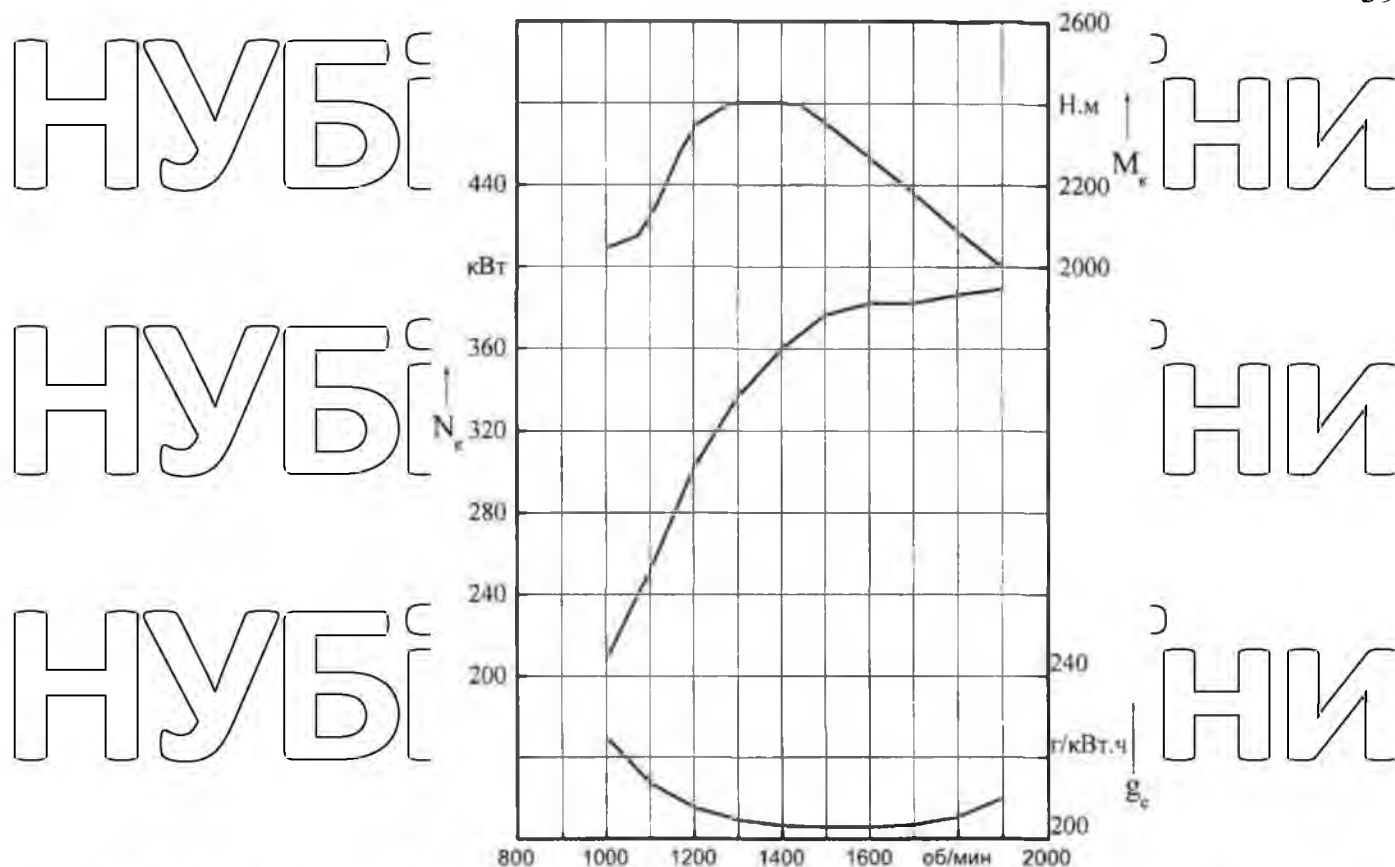
Паливна апаратура двигунів з турбонаддувом, швидкісні характеристики яких представлені на рис. 1.5-1.6, оснащена коректором подачі палива наддувом. Цей коректор, по суті, виконує функцію, подібну до функції негативного коректора у моделей з паливною апаратурою для безнаддувних двигунів.



номінальна потужність - $N_e = 368 \text{ кВт}$; максимальний крутний момент - $M_k = 1815 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
число циліндрів - $i = 12$; розташування циліндрів - V; ступінь стиснення - $\varepsilon = 15,2$;
робочий об'єм - $V_h = 22,3 \text{ л}$; турбонаддув - присутній.

Рисунок 1.5-1 Швидкісні характеристики дизеля ЯМЗ-240НМ2

Основна відмінність полягає в тому, що негативний коректор змінює величину циклової подачі палива за жорсткою програмою в інтервалі частоти обертання колінчастого валу двигуна від 1500 до 1000 об/хв, а коректор наддувом може змінювати циклову подачу в усьому швидкісному діапазоні в залежності від тиску повітря, поданого турбокомпресорами в циліндри [146].



номінальна потужність - $N_e = 386 \text{ кВт}$; максимальний крутний момент - $M_k = 2450 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
 число циліндрів - $i = 12$; розташування циліндрів - V; ступінь стиснення - $\varepsilon = 15,2$;
 робочий об'єм - $V_h \approx 25,86 \text{ л}$; турбонаддув - присутній.

Рисунок 1.6 – Швидкісні характеристики дизеля ЯМЗ-850.10

Формування ділянок негативної корекції може здійснюватися за допомогою коректорів різних конструкцій (пружинних, пневматичних та інших) або мікропроцесорних систем [63, 78, 117, 132].

Дані заходи спрямовані на адаптацію існуючих систем паливної апаратури під економічні та екологічні вимоги, при цьому ці проблеми вирішуються за рахунок зменшення частотного діапазону двигуна до 15%, що призводить до використання на транспортних засобах двигунів із підвищеною потужністю [5, 29, 56, 84, 122, 148].

Інші два сімейства двигунів: ЯМЗ-7601 і ЯМЗ-7511, створені на базі шести циліндрових V- подібних і восьми циліндрових V -подібних дизелів, мають аналогічні формою дизелям ЯМЗ-238 і 850 швидкісні характеристики. Двигун ЯМЗ-7601 має такі модифікації, як 236BE2, 236DE2. Розмірність двигунів така сама, як і у ЯМЗ-7511. Однак коефіцієнт пристосованості у них не вище 12%,

питома витрата палива гірша, ніж у ЯМЗ-7511 (рисунк 17.1.8). Двигуни відповідають вимогам EURO- 2 і мають багато загальних рішень, описаних нижче.

Двигуни ЯМЗ-7511 створені на базі модернізації двигунів ЯМЗ-238Б, що серійно випускаються, розмірністю 130x140 мм. Існують такі модифікації двигуна: 7512, 7513, 238БЕ2, 238ДЕ2. На двигуні передбачається застосування індивідуальних чотириклапанних головок, газотурбінного наддуву з охолоджувачем наддувного повітря. Колінчастий вал має гасник крутильних коливань. Встановлено паливну апаратуру типу «Компакт-40» з підвищеною до 120 МПа енергією впорскування палива, що вимагало докорінно змінити конструкцію приводу ПНВТ установкою в ньому рідинного гасника крутильних коливань та збільшенням міцності шестерень розподілу за рахунок застосування нових матеріалів та режимів термообробки. Крім цього, застосований нагнітальний клапан подвійної дії. Зменшено рухомі маси у форсунці, а подигольний обсяг знижений з 1,8 до 0,5 мм³. Регулятор швидкості всережимний з прямим, наддувним та зворотним коректорами. Тиск упорскування досягає 120 МПа. Коефіцієнт пристосовуваності дизеля вибирається у 16 %

У головках циліндрів оптимізовано аеродинамічні характеристики впускних і випускних каналів, встановлені нові сідла клапанів, зменшено надклапанні «шкідливі» обсяги. Ущільнення газового стику між гільзою та головкою циліндрів здійснюється сталеву прокладкою, з метою зниження деформацій гільз циліндрів при ущільненні газового стику сталеву прокладкою оптимізували силові схеми блоку і головки циліндрів.

Поршні виконані із зміненим профілем, зменшеною висоти, зі скосом бобишок під поршневі пальці, з новою формою камери згоряння, виточками під клапани, укомплектовані трьома новими поршневими кільцями та пальцем збільшеної жорсткості.

У шатунах збільшено на 15 мм міжосьову відстань, верхня головка для зменшення загальної маси, виконана зі скосами та новою сталевонікелевою

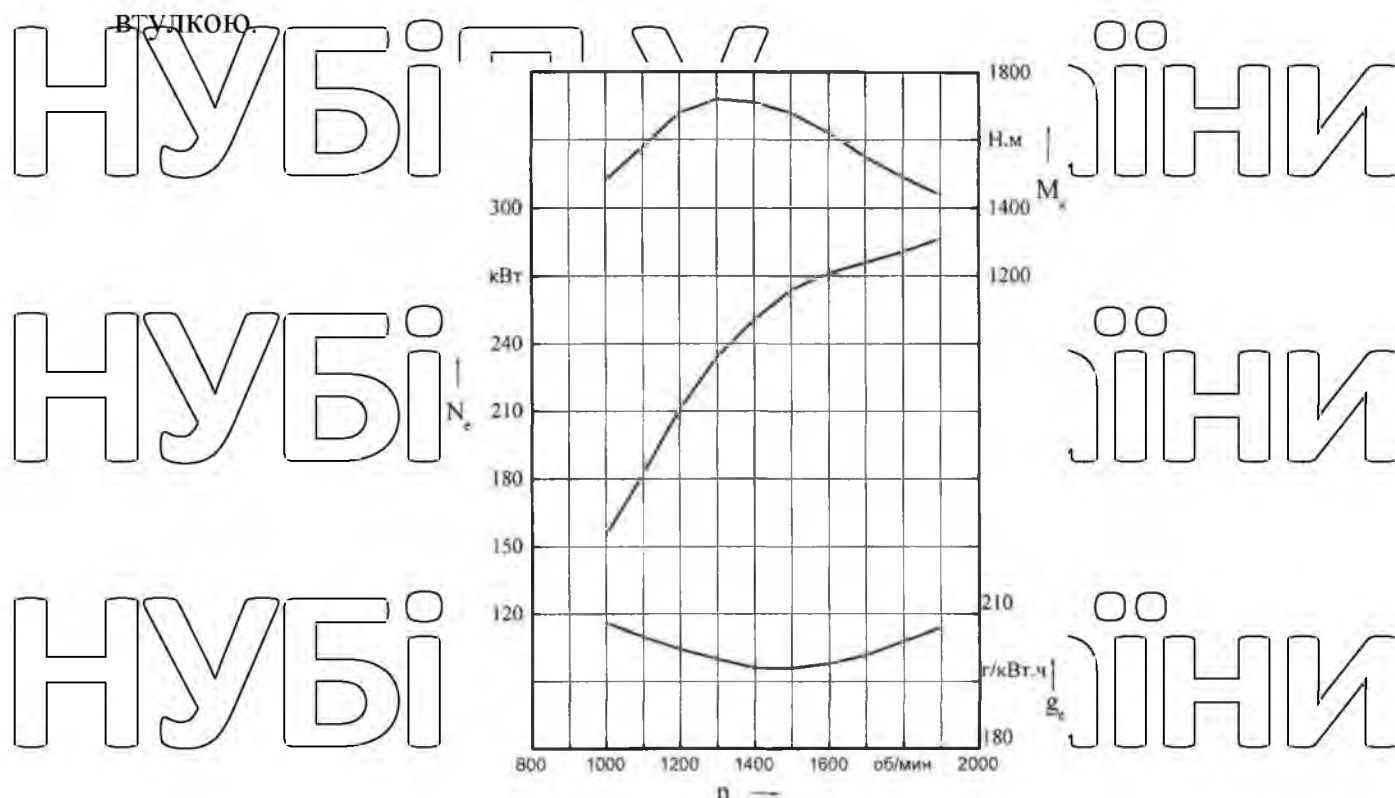


Рисунок 1.8- Швидкісні характеристики дизеля ЯМЗ-7511

Крім цього для підвищення надійності ЦПГ впроваджено більш ефективну форсунку охолодження поршнів маслом, покращено охолодження гільз циліндрів за рахунок введення кільцевих ребер у блоці циліндрів, а також покращено фільтрацію масла за рахунок застосування двох фільтруючих елементів, що забезпечило надійну роботу підшипників колінчастого валу при збільшених. З цією ж метою на передній кінець колінчастого валу встановлений рідинний гаситель крутильних коливань. У перспективі передбачається порожнинне охолодження поршнів.⁵²

Для забезпечення вимог екологічної безпеки на автомобілі має передбачатися встановлення ОНВ типу «повітря-повітря», а безпосередньо на двигун - рідинно-масляний теплообмінник з пластинчастими теплопередаючими елементами та новий масляний насос.

На двигунах встановлюється рідинний насос підвищеної продуктивності з новим натяжним пристроєм. Для зниження шуму, покращення паливної економічності та стабілізації теплового режиму двигун комплектується

дисковою муфтою включення вентилятора.

Підвищено ККД турбокомпресора за рахунок зменшення діаметра валу з 17 до 13 мм та оптимізації профілю лепаток компресора.

Двигуни можуть виготовлятися у варіантах з блоковими (на чотири циліндри) та індивідуальними головками циліндрів.

При комплектуванні двигунів індивідуальними головками змінюється порієнь, блок циліндрів, впускні клапани, коромисли клапанів, паливні форсунки з трубопроводами, повітряні та водяні трубопроводи, система вентиляції картера та деталі групи головки циліндрів.

1.5. Коротка характеристика об'єкта дослідження

Об'єктом дослідження є дизель КамАЗ-740 виробничого об'єднання КамАЗ [158]. Цей двигун є базовим у сімействі дизелів з робочим об'ємом від 10 до 15 літрів (таблиця 1.1). Серійне виробництво двигунів цього сімейства відносять до 1978 року. Базова модель розроблена фахівцями Ярославського моторного заводу та передана для серійного виробництва заводу двигунів КамАЗ. Двигун мав гарну економічність, надійність і добре зарекомендував себе не тільки в народному господарстві, а й у силових структурах. Згодом дизель зазнав ряду змін, спрямованих на підвищення економічності, енергетичних показників та виконання вимог EURO на відповідність екологічним нормам:

EURO-1 ГОСТ Р 41.49 - 99, правила СЕК ООН 49-02А

EURO- 2 ГОСТ Р 41.49 - 99, правила СЕК ООН 49-02В

EURO -3 ГОСТ Р 41.49 - 99, правила СЕК ООН 49-02С

EURO-4 ГОСТ Р 41.49 – 99, правила СЕК ООН 49-02D.

Ці зміни вимагали розробки модифікації з турбонаддувом та дефорсування дизеля за ступенем стиснення (КамАЗ-7403). Досвід перших років експлуатації дозволив провести низку заходів щодо збільшення ресурсу дизеля. На наступних етапах виконано дефорсування дизеля за частотою обертання з 2600 об/хв до 2200 об/хв, а з установкою ОНВ підвищений момент, що крутить, до 1100 Н·м. Як наслідок застосування ОНВ питома витрата палива знизилася до 201

г/кВт'год, а енергетичні показники підвищилися. Динаміка екологічних показників відбито у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика двигунів сімейства КамАЗ

Показники двигуна	Марка двигуна				
	740	7403	7405	7406	7482
1	2	3	4	5	6
Рік початку серійного виробництва	1978	1984	1998	2004	проект
Діаметр циліндра, мм	120	120	120	120	120
Хід поршня, мм	120	120	120	120	130
Робочий об'єм, л	10,85	10,85	10,85	10,85	11,75
Багатопаливність	ні	ні	ні	так	так
Номінальна потужність при частоті обертання колінчастого валу двигуна, кВт/об/хв.	154/2600	191/2600	176/2200	191/2200	265/2200
Максимальний момент, що крутить, при частоті обертання колінвала двигуна, Н-м/об/хв.	650/1600	800/1600	850/1200	1100/1200-1600	1450/1200-1600
Число та розташування циліндрів	V-8	V-8	V-8	V-8	V-8
Мінімальна питома ефективна витрата палива, г/кВт-год	217	217	211	201	198
Витрата олії на чад у відсотках від витрат палива	0,6	0,6	0,5	0,3	0,3
Ступінь стиснення	17	16	16	16	16
Маса без коробки передач, кг	750	780	780	780 без ВПЧВ	830
Наявність наддуву та проміжного охолоджувача наддувального повітря	-	2ТКР	2ТКР	2ТКР+ОНВ	2ТКР+ОНВ
Ресурс до першого капітального ремонту, тис. км	250	500	500	500	500
Виконання вимог EURO	0	I-II	II	III	IV
Рівень уніфікації	27%	95-100%	97%	87%	До 70%
Марка ПНВТ та форсунки	/271	334/271	332-40/272	333-20/273	К-35/ДКР
Питома маса, кг/к.	3,6	3,6	3,2	2,9	2,3
Літрова потужність, л.с./л	19,4	23,9	22,1	24,0	30,6
Циліндрова потужність, л.с./л	25,3	32,5	30,0	32,5	45
Літрова маса, кг/л	69,1	71,9	71,9	71,9	70,0
Середній ефективний тиск, МПа	0,93	0,93	1,05	1,27	1,56

Продовження таблиці 1.1.

1	2	3	4	5	6
Середня швидкість поршня, м/с	10,4	10,4	8,8	8,8	8,8
Викиди шкідливих речовин із відпрацьованими газами, г/кВт год					
монооксид вуглецю	6,0	4,0	0,5	0,5	
вуглеводні	1,5	2,2	0,1	0,01	
оксиди азоту	16	13	5,5	4,1	
тверді частки			0,14	0,1	
Призначення	КамАЗ-4326: 4x4, вантажопідй. 4 т КамАЗ-43114: 6x6, вантажопідй. 6 т КамАЗ-43118: 6x6, вантажопідй. Ют		КамАЗ-4350: 4x4, вантажопідйомність 4 т "Мустанг"	КамАЗ-5350: 6x6, вантажопідйомність 6 т "Мустанг"	КамАЗ-6350: 8x8, вантажопідйомність 10 т "Мустанг"

Однією з важливих завдань, що виникла внаслідок експлуатації дизеля на автомобільному транспорті, стало завдання підвищення енергетичних якостей дизелів сімейства КамАЗ.

Це завдання успішно вирішено створенням сімейства дизелів із газотурбінним наддувом КамАЗ-7403, 7406 та їх модифікацій. Однак газотурбінний наддув включається в роботу, як правило, на частотах обертання колінчастого валу вище середніх, а на низьких частотах крутний момент залишився, як і раніше, невисоким.

1.6. Висновки. Постановка цілей та завдань дослідження

Таким чином, проведений аналіз дозволяє зробити такі висновки. Загальні тенденції розвитку транспортних дизелів дають усі підстави припустити, що для використання як силові установки транспортно-технологічних машин і комплексів на найближчі 10-15 років поза конкуренцією залишається дизель.

Отже, вдосконалення дизеля як основного агрегату, зокрема його паливної апаратури, є актуальним і своєчасним науковим напрямом. Умови експлуатації та характерні режими роботи дизелів ТЗ, а також вплив кліматичних умов на роботу дизелів, фактори, що знижують надійність техніки в умовах експлуатації, висока оцінка відмов (їх наслідків) зумовлюють пошук та обґрунтування шляхів підвищення надійності дизелів, у тому числі при експлуатації на забруднених палив.

Аналіз вимог до паливних систем дизелів показав відсутність вимог, пов'язаних із резервуванням (надмірністю) процесу паливоподачі, за винятком можливості дублювання лінії низького тиску в системі живлення паливом. У той же час структурне резервування має низьку техніко-економічну ефективність через високу вартість паливної апаратури високого тиску та достатнього рівня показників надійності паливної апаратури в нормальних умовах експлуатації. Це зумовлює розробку нових методів, заснованих на функціональному і параметричному резервуванні.

Аналіз експлуатації транспортних машин різного призначення, аналіз режимів роботи дизелів показує важливість величини крутного моменту дизеля на низьких частотах обертання колінчастого валу, а також актуальність вирішення задачі забезпечення працездатності при виході з ладу паливних форсунок або ПНВТ загалом. Це доводить актуальність завдання функціонального резервування процесу впорскування палива.

Аналіз швидкісних характеристик вітчизняних та зарубіжних дизелів дозволяє зробити висновок про відсутність резервування енергетичних показників на низьких частотах, актуальних для дизелів сільськогосподарської техніки. Водночас має місце тенденція збільшення енергоозброєності транспортних засобів. Реалізація високого крутного моменту на низьких частотах призводить до необґрунтованого подорожчання силової установки, особливо якщо вона форсована наддувом.

З іншого боку, тенденції збільшення енергетичних показників (резервування потужності) призводять до звуження робочого діапазону частот обертання, що небажаним з погляду експлуатаційних якостей. Одним із методів вирішення даної суперечності є застосування акумуляторних систем паливоподачі типу «Common Rail», що пов'язано з цілою низкою проблем, в першу чергу для заводів-виробників. Таким чином, заходи щодо вдосконалення швидкісних характеристик дизелів, у тому числі їх формування із застосуванням методів резервування, є обґрунтованими.

З вищесказаного можна сформулювати завдання дослідження:

- розробити концепцію нових принципів резервування у системі паливоподачі дизелів;

- розробити та обґрунтувати методи функціонального та параметричного резервування в системі паливоподачі дизелів;

- Дослідити резервування функції подачі палива в циліндр дизеля як метод забезпечення обмеженої працездатності дизеля (за наявності дефектів або пошкоджень певного виду, а також при відмові деяких елементів) при відмові паливної форсунки;

- визначити параметри електрогідравлічних систем для паливоподачі в дизелях при різних методах резервування: функціональне резервування паливного насоса високого тиску, параметричне резервування пускових якостей, параметричне резервування характеристики впорскування та розробити склад та структуру електрогідравлічної системи паливоподачі для реалізації функціонального та параметричного резервування;

- розробити моделі досліджуваних процесів: модель газонасичення палива з використанням неповоротного клапана при параметричному резервуванні моменту, що крутить, в зоні низьких і високих частот обертання; відбору важких домішок із використанням неповоротного клапана при функціональному резервуванні системи очищення палива; робочого процесу дизеля при змінному способі сумішоутворення та параметричному резервуванні крутного моменту в зоні низьких та високих частот обертання та функціональному резервуванні пристрою впорскування палива;

- оцінити зміни технічного рівня транспортного засобу при реалізації заходів резервування у системі паливоподачі дизелів, спрямованих на забезпечення працездатності.

РОЗДІЛ 2. ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ РЕЗЕРВУВАННЯ У СИСТЕМІ НАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ І ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Напрямки резервування в системі паливоподачі дизелів

На підставі матеріалу наведеного в розділі 1 слід, що основні причини виходу з ладу елементів живлення пов'язані з особливостями експлуатації техніки. Вирішення цієї проблеми може мати різну спрямованість та методи реалізації. Наприклад, однією з найпоширеніших причин виходу дизелів з ладу є використання низькосортного неочищеного палива. На підставі цього можуть висуватися різні вимоги до дизеля, а, відповідно, і методи вирішення проблеми: поліпшення очищення в системі живлення паливом і забезпечення багатопаливності дизеля, підвищення ресурсу паливної апаратури та ін [36, 81, 86]. Однак найбільш повно відображає ситуацію, що склалася, вимога забезпечення працездатності дизеля на низькосортному неочищеному паливі.

Вирішення деяких проблем стає економічно ефективнішим, якщо їх розгляд здійснити з іншого боку. Так, експлуатація транспортних машин за умов відсутності стаціонарної ремонтної бази чи низької кваліфікації фахівців призводить до зниження якості технічного обслуговування та ремонту. Зокрема при заміні (розбиранні-складанні) насосних секцій ПНВТ дизелів сімейства КамаЗ, ЯМЗ відбувається ненормована їхня затяжка, що призводить або до підтікання палива, або до деформацій втулок. Деформація втулок призводить до підвищеного зносу прецизійної пари та збільшеного до 1,5 разів витрат палива [112]. Вирішення цієї проблеми лежить як в організаційній площині, так і в технічній. З одного боку – організація ремонтної бази та постачання, навчання водіїв чи підготовка фахівців, а з іншого – необхідно розробити конструкцію насосної секції, ущільнення якої не дає деформацій при складанні, а зчленування є самоущільнюючим [175].

Одним із методів підвищення надійності технічних систем є їх структурне резервування, тому вирішення проблеми підвищення надійності, зокрема забезпечення працездатності, може бути знайдено шляхом застосування структурного резервування системи живлення. У системі живлення доцільно

виділити кілька напрямків резервування для розділеної паливної апаратури класичного типу:

- Об'єкт зберігання палива (паливний бак);
- система подачі та очищення палива в лінії низького тиску;
- Система створення високого тиску (ПНВТ);
- система подачі палива по паливопроводах високого тиску до форсунки;
- будову подачі палива в циліндр дизеля (форсунка);
- Елементи регулювання УОВТ;
- Елементи управління паливоподачею.

Найбільш просто і без істотних витрат можливе резервування об'єкта зберігання палива та лінії низького тиску, оскільки на деяких транспортних засобах є два паливні баки, з'єднані індивідуальними паливопроводами низького тиску з паливопідкачуючим насосом ПНВТ. Даний спосіб збільшує запас ходу і одночасно реалізує пасивне резервування з незмінним навантаженням як об'єкта зберігання палива, так і лінії низького тиску.

Методи резервування є взаємовиключними. Поряд з пасивним резервуванням з незмінним навантаженням (рисунок 2.1), можливе і внутрішньоелементне резервування. Однак у першому випадку ймовірність безвідмовної роботи резервованої ГЗ визначатиметься за такою формулою:

$$P_{TC}(t) = 1 - \left[1 - \prod_{i=1}^n P_i(t) \right]^{m+1} \quad (2.1)$$

де $P_i(t)$ - ймовірність безвідмовної роботи i -го елемента протягом часу t ;

n - число елементів (бак та паливопровід);

m - кратність резервування ($m = 1$ - дублювання).

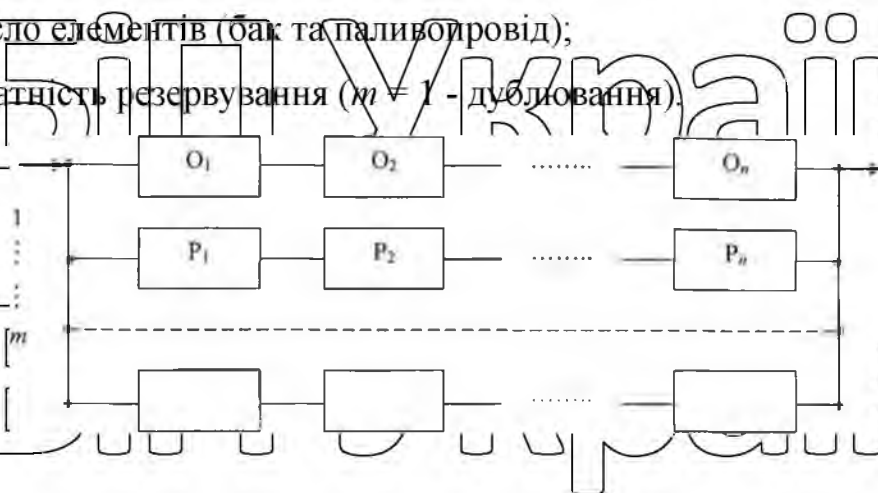


Рисунок 2.1 – Пасивне загальне резервування з постійно включеним резервом
Тобто для даного випадку

$$P_{TC}(t) = 1 - \left[1 - \prod_{i=1}^n P_i(t) \right]^2, \quad (2.2)$$

Оскільки час до відмови кожної гілки резервованої ТЗ розподілено за експоненціальним законом, то в цьому випадку маємо для ймовірності безвідмовної роботи:

$$P_{TC}(t) = 1 - \left[1 - e^{-\lambda_0 t} \right]^2, \quad (2.3)$$

Для другого варіанта маємо внутрішнє роздільне резервування та ймовірність безвідмовної роботи резервованої ТЗ визначатиметься за такою формулою

$$P_{TC}(t) = \prod_{i=1}^n \left\{ 1 - \left[1 - P_i(t) \right]^{m_i+1} \right\}, \quad (2.4)$$

Інші елементи та підсистеми системи живлення досить складні, а проведені в цьому напрямку дослідження [11, 12, 39-41, 87-110, 162-178] дозволяють узагальнити напрями можливого резервування у системі живлення паливом дизелів. Серед них можна назвати такі ключові напрями.

Активне роздільне резервування паливного насоса високого тиску з полегшеним режимом навантаження резерву та його роботою в режимі корекції, що ґрунтується на електрогідравлічних принципах створення високих тисків.

Функціональне резервування, засноване на структурній зміні пристрою впорскування з утворенням передкамери та зміні способу сумішоутворення при виході з ладу форсунки або застосування нештатних палив:

- резервування функції подачі палива до циліндра дизеля при обриві носика розпилювача, зависанні голки форсунки, поломки пружини форсунки;
- Резервування функції подачі альтернативних палив.

Параметричне резервування, засноване на структурній зміні пристрою впорскування з утворенням передкамери та зміні способу сумішоутворення або включення в роботу безповоротного клапана при різних режимах його

функціонування. При цьому резервується:

- крутний момент на низьких частотах обертання колінчастого валу дизеля;
- форсування дизеля частотою обертання;
- тиск упорскування палива в камеру згоряння дизеля;
- Вид застосовуваного палива;
- Час запуску дизеля.

Застосування функціонального та параметричного резервування за різних способів його реалізація дозволяє:

- знизити оцінку відмови та її наслідки при відмовах елементів системи

живлення паливом, зберігши повну або обмежену працездатність транспортного засобу,

- виконати транспортну та (або) технологічну операцію при використанні палива низької якості;

- зменшити періодичність ТО паливної апаратури, отже, необхідність залучення висококваліфікованого персоналу;

- підвищити ефективність на різних режимах роботи дизеля, зокрема, на режимах роботи, що відповідають холостому ходу.

2.2. Зміна способу сумішоутворення в дизелі як інструмент

функціонального та параметричного резервування

Вплив способу сумішоутворення в двигунах внутрішнього згоряння на його енергетичні, економічні та екологічні показники обумовлюється особливостями

характеристик процесів паливоподачі, сумішоутворення, займання, розвитку полум'я та згоряння, властивих кожному способу. Кожен спосіб

сумішоутворення має свої переваги та недоліки. Природним є прагнення поєднати переваги та звести до мінімуму недоліки. З погляду енергетичних та

економічних показників такий підхід можна розглядати як параметричне резервування. Розглянемо вплив способу сумішоутворення на показники роботи

дизеля.

Важливим конструктивним параметром, що визначає характеристики руху повітряного заряду в циліндрі, обсяг початкового розвитку паливних струменів

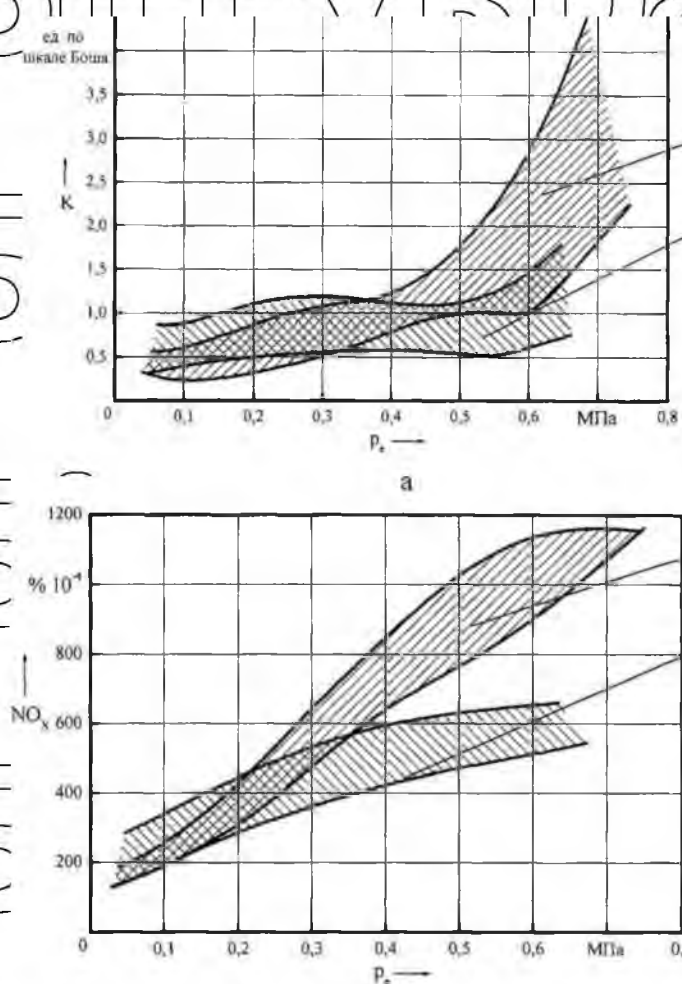
та тип сумішоутворення є геометрія камери згоряння.

Серед дизелів з безпосереднім упорскуванням палива в КС слід виділити двигуни з відкритою камерою (тип камери Гессельмана) та об'ємним сумішоутворенням (все паливо подається і згоряє в об'ємі КС), напіввідкритою камерою (напівсферичною, омега-подібною, типу ЦНІДІ), що характеризується об'ємом сумішоутворення (невелика частина палива подається на стінки КС і згоряє при випаровуванні зі стінок камери, а основна - в обсязі КС). До останніх можна віднести і двигуни з М-процесом, що відрізняються тим, що основна частина палива (до 95%) подається на стінки камери згоряння і згоряє при випаровуванні зі стінок. У цьому лише незначна частина (близько 5 %) згоряє обсягом, куди впорскується форсункою задля забезпечення займання палива [98].

Дизелі з розділеними камерами згоряння (КС) характеризуються наявністю двох камер - передкамери або вихрекамери та основної камери. Об'єм передкамери та вихрекамери від об'єму основної камери становить від 20 до 40 % та від 50 до 80 % відповідно. Сумішоутворення здійснюється за рахунок використання кінетичної енергії потоку газів, що перетікають з однієї порожнини камери в іншу. Відмінною особливістю вихрекамерних дизелів є тангенціальне розташування отворів перепуску газів з вихрекамери в основну камеру згоряння і, відповідно, невеликі швидкості перетворення. до іншої [8].

Аналіз конструкції сучасних автотракторних дизелів показує велику різноманітність застосовуваних у них камер згоряння та здійснюваних у них типів сумішоутворення. Тип сумішоутворення, як правило, визначається призначенням, рівнем форсування, розмірністю, застосовуваними матеріалами та конструкцією двигуна. Донедавна вибір типу сумішоутворення в основному визначався виключно високою економічністю. В останнє десятиліття при виборі типу сумішоутворення конструктори стали враховувати шумність робочих процесів та рівні шкідливих викидів (рисунок 2.2). Цим пояснюється повернення ряду фірм до конструкцій вихрекамерних та передкамерних дизелів для автомобілів.

На відміну від ДВЗ з безпосереднім упорскуванням дизелі з передкамерним сумішоутворенням (передкамерні та вихрекамерні ДВЗ) характеризуються утворенням збагаченої суміші в передкамері та наявністю продовженого сумішоутворення та догорання в основній камері згорання [8]. Тому, незважаючи на освіту в передкамері великої кількості продуктів неповного згорання, кількість останніх різко знижується при догоранні в основній КС (забезпечення високого ступеня турбулзації). При тривалому догоранні, незважаючи на збільшення концентрації кисню в продуктах згорання, різке зниження температури горіння не дозволяє утворитися значній кількості NO_x- В результаті екологічні характеристики передкамерних дизелів, представлені на рис. 2.2, краще, ніж дизелі з безпосереднім упорскуванням.



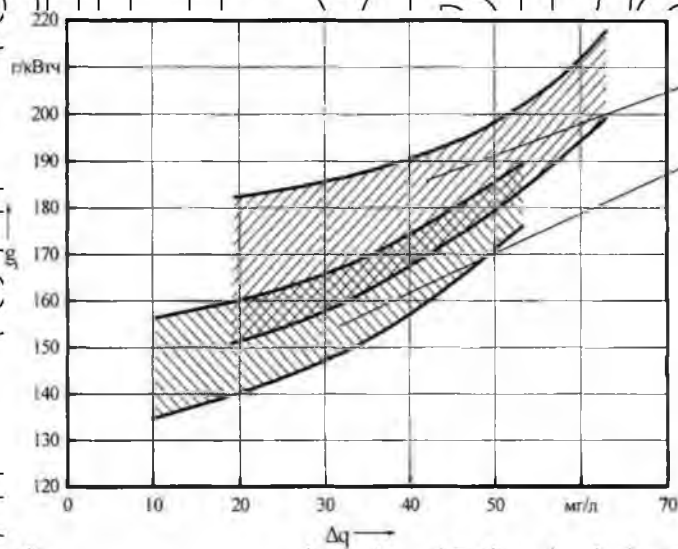
а – димність; б – токсичність; 1 - дизель з об'ємним сумішоутворенням;

2 - дизель із розділеними камерами згорання

Рисунок 2.2 - Залежність токсичності та димності ВУ від навантаження

Недоліком передкамерних двигунів є збільшення відношення сумарної поверхні камери згоряння до загального обсягу КС. Це є причиною підвищених тепловтрат у стінки камери згоряння і, крім того, зростання гідравлічних втрат на перетікання суміші з предкамери в основну [72]. В результаті паливна економічність цих дизелів гірша, ніж у двигунів із безпосереднім упорскуванням, що відображено на малюнку 2.3.

Однак, при високій частоті обертання (більше 3000-4000 об/хв), незважаючи на помітно велику тепловіддачу в стінки та втрати роботи при перетіканні газів, у двигунах з розділеними камерами витрата палива менша, ніж у двигунах з нерозділеними камерами [5, 31].



1 – дизелі з розділеними камерами;

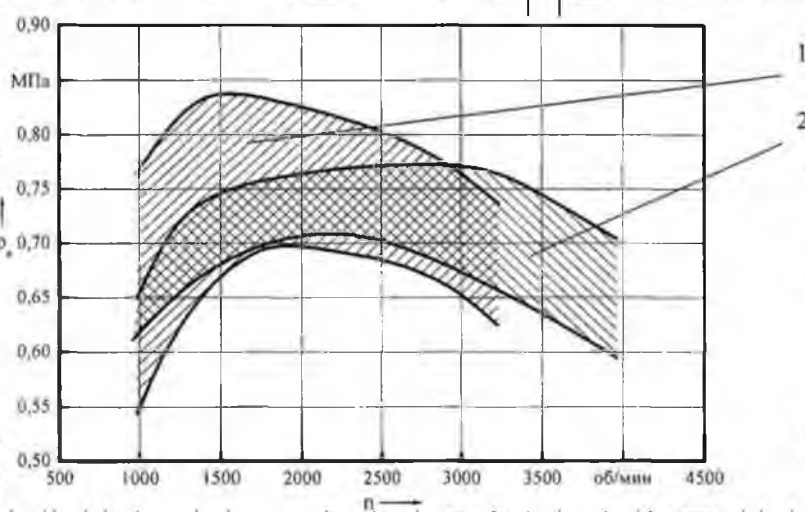
2 - дизелі з об'ємним сумішоутворенням

Рисунок 2.3 - Залежність індикаторної витрати пального від питомої циклової подачі за зовнішньою швидкісною характеристикою

Розузгодження обертального руху в камерах з кількістю та розмірами соплових отворів розпилувачів, а також характеристиками впорскування палива призводить до погіршення процесу сумішоутворення, тому на номінальних режимах роботи дизелів з об'ємним сумішоутворенням забезпечуються підвищені значення коефіцієнта надлишку повітря, внаслідок чого обмежуються

величини середнього. Залежності P_e за зовнішньою швидкісною характеристикою представлені рис. 2.4. Навпаки, інтенсивне та якісне сумішоутворення в дизелях з розділеними камерами згоряння практично не залежить від частоти обертання колінчастого валу.

Відносно невисокі максимальні тиски згоряння в порожнині циліндра і малі швидкості наростання тиску, що є наслідком дроселюючої дії та більш тривалого згоряння, властиві дизелям з розділеними камерами згоряння. На відміну від передкамерних дизелів, дизелі з об'ємним сумішоутворенням характеризуються високою жорсткістю робочого процесу внаслідок того, що різкі зміни тиску в процесі згоряння передаються безпосередньо на поршень та інші деталі кривошипно-шатунного механізму без попереднього дроселювання та ослаблення [72].



1 - дизелі з безпосереднім упорскуванням;

2 - дизелі з розділеними камерами

Рисунок 2.4 - Залежність середнього ефективного тиску від частоти обертання колінчастого вала за зовнішньою швидкісною характеристикою

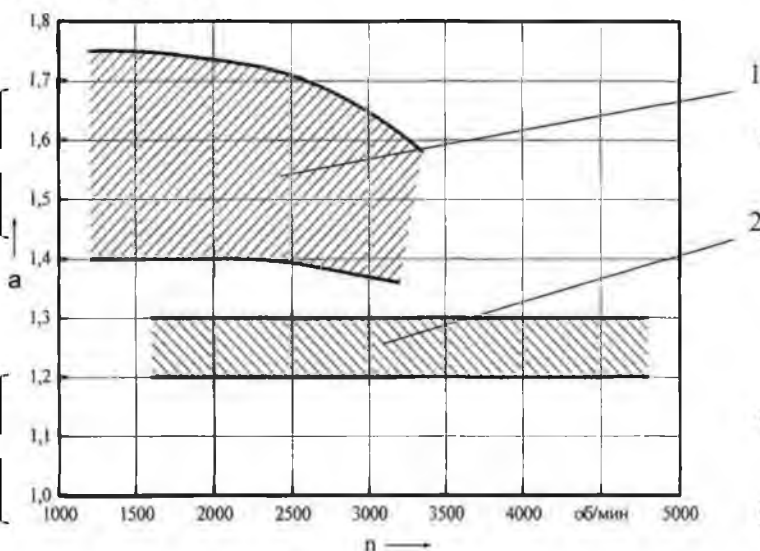
Додаткове розпилювання палива гарячими газами та попередній інтенсивний підігрів заряду за рахунок використання гарячих зон в області з'єднувальних каналів дозволяє розширити фракційний склад палива, що застосовуються в дизелях з передкамерним та вихрекамерним сумішоутворенням. У дизелях з об'ємним сумішоутворенням значний вплив

фізичних параметрів палива на показники робочого процесу обмежує сортамент палив, що застосовується.

Шумність і вібрації [60], яких останнім часом пред'являються дедалі жорсткіші вимоги, нижче дизелів з розділеними камерами.

Коефіцієнт надлишку повітря, залежність від частоти обертання якого за зовнішньою швидкісною характеристикою представлена малюнку 2.5, значною мірою впливає робочий процес [31]. У дизелях з об'ємним сумішоутворенням номінальна потужність досягається за досить високих значень коефіцієнта надлишку повітря, обмежуючи енергетичні показники силової установки.

Підвищення показників дизеля з безпосереднім упорскуванням за рахунок управління оптимальним для даного режиму коефіцієнтом надлишку повітря (а), передбачає управління цикловою подачею палива або (і) управління подачею повітря. Перший спосіб не завжди прийнятний внаслідок зміни режиму навантаження, а другий вимагає складного конструктивного втручання і відрізняється недостатньою експлуатаційною надійністю. Передкамерні дизелі працюють при нижчих значеннях без значного погіршення параметрів робочого процесу [72].



1 - дизель з об'ємним сумішоутворенням;

2 - дизель із розділеними камерами згорання

Рисунок 2.5 - Залежність коефіцієнта надлишку повітря від частоти обертання колінчастого валу за зовнішньою швидкісною характеристикою

Внаслідок незначного впливу тиску впорскування палива в дизелях з передкамерним і вихрекамерним сумішоутворенням на показники робочого процесу, в них зазвичай застосовуються штифтові розпилувачі з великим прохідним перерізом з необхідним тиском впорскування в діапазоні від 20 до 40 МПа, що сприятливо зменшується. потужності, яка витрачається на привід паливної апаратури високого тиску. У дизелях з об'ємним сумішоутворенням до тиску впорскування пред'являються підвищені вимоги внаслідок малого часу сумішоутворення та значного впливу на якість розпилування та розподіл палива камерою згоряння.

2.3. Висновки по розділу

Резервування є одним з ефективних способів підвищення надійності технічних систем. Стосовно системи живлення паливом дизелів структурне резервування доцільне тільки для зберігання палива та системи низького тиску. Враховуючи високу вартість паливної апаратури високого тиску та сучасні досягнення науки, особливої актуальності набувають методи параметричного та функціонального резервування.

У цьому розділі обгрунтовано напрями резервування: функціональне резервування функцій ПНВТ, форсунки та очищення палива; параметричне резервування енергетичних та економічних показників.

Показано, що змінний спосіб сумішоутворення в дизелях можна розглядати як ефективний напрямок як параметричного, так і функціонального резервування, як спосіб формування швидкісних характеристик дизеля, а також як один з напрямків розширення сортаменту палив, що застосовуються.

При цьому параметричне резервування реалізується:

- у досягненні більш високих ефективних показників дизеля на низьких та високих частотах обертання за рахунок використання передкамерного способу сумішоутворення;

- у зменшенні тиску впорскування палива при використанні передкамери та збільшенні ресурсу ПНВТ;

- у збільшенні моменту, що крутить, за рахунок використання менших коефіцієнтів надлишку повітря без значного димлення;

- у форсуванні дизеля за частотою обертання без значного погіршення ефективних показників, що дозволяє збільшити швидкісний діапазон на фіксованій передачі, зменшити кількість перемикачів передач на одиницю колії, знизити стомлюваність водія.

- у поліпшенні тягово-динамічних характеристик транспортного засобу загалом;

- зменшення жорсткості роботи.

Функціональне резервування реалізується:

- усунення або зниження негативного ефекту при виникненні несправностей паливної апаратури таких, як: зависання голки форсунки, закоксування розпилувача та обрив його носика;

- у розширенні фракційного складу застосовуваних палив внаслідок меншої чутливості передкамерного способу сумішоутворення до фізико-хімічних властивостей палива.

Обґрунтовано застосування безповоротного клапана як елемента, що резервує енергетичні параметри дизеля та функцію системи очищення палива.

Відзначено, що суттєві відмінності у властивостях альтернативних палив вимагають зміни конструкції паливної апаратури, унікальної для кожного виду палива, що є економічно недоцільним рішенням. Вирішення цієї проблеми

можливе з використанням неповоротного клапана при подачі палива у форсунку,

минаючи прецизійні елементи паливного насоса високого тиску. При цьому

конструкція безповоротного клапана повинна дозволити подачу кількох видів

палив одночасно, а також мати можливість дозування з метою створення

необхідної структури подачі циклу залежно від режиму роботи дизеля.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ

Програма досліджень технологій резервування у системі паливоподачі дизелів логічно складається з двох етапів. На першому етапі проводяться теоретичні дослідження (рисунок 3.1), такі як:

- обґрунтування напрямків резервування;
- Пошук методів реалізації напрямків резервування;
- Розробку технічних рішень, спрямованих на реалізацію параметричного та функціонального резервування;
- Розробку детермінованих моделей фізичних процесів.

Другий етап пов'язаний з експериментальними дослідженнями та складається з циклу робіт з підготовки зразків, експериментального обладнання, проведення експериментів та обробки отриманих даних.

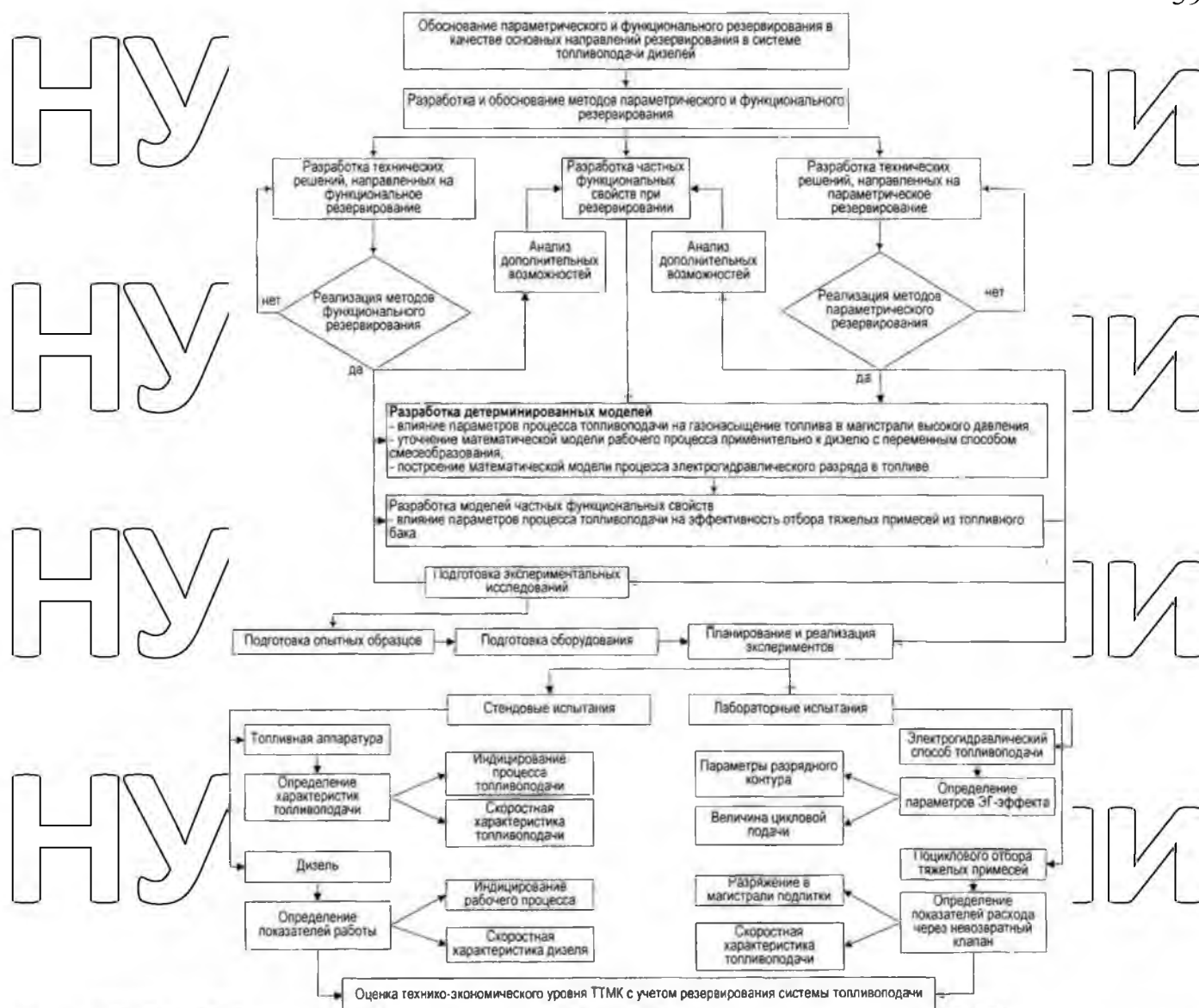


Рисунок 3.1 - Програма дослідження технологій резервування в системі паливоподачі дизелів транспортних засобів.

На заключному етапі досліджень проводиться оцінка техніко- економічного рівня машин при застосуванні запропонованих технічних рішень.

Основними методами досліджень є методи теоретичного аналізу з використанням детермінованих моделей та експериментальні методи дослідження запропонованих технічних рішень.

Експериментальні методи дослідження систем паливоподачі дизелів пов'язані з визначенням швидкісних характеристик паливоподачі, індикуванням процесу паливоподачі, визначенням швидкісних характеристик дизеля, індикуванням робочого процесу дизеля, а також проведенням серії

лабораторних експериментів на створеній лабораторній установці дослідження електрогидравлічної системи паливоподачі.

Експериментальним методам дослідження передували методи інженерних досліджень, пов'язані з розробкою конструкції пристроїв, способів реалізації з розрахунково-теоретичною частиною [87].

3.1. Експериментальна установка для визначення швидкісних характеристик та індукування процесу паливоподачі

Під час проведення безмоторних досліджень паливної апаратури застосовувався стенд для випробування та регулювання паливної апаратури дизелів марки Mtkoz виробництва Угорщина (рисунок Б.1 Додатка Б) зі змонтованим на ньому паливним насосом високого тиску КамаЗ-740, комплектом трубопроводів високого тиску та експериментальними форсунками типу 33-02. .

Вимірювання частоти обертання здійснювалося цифровим тахометром NC 215 з діапазном виміру 0-9999 об/хв.

Вимірювання числа ходів здійснювалося механічним лічильником циклів, діапазон виміру 100 ходів, точністю виміру ± 1 хід. Пристрій складається з черв'ячного тризахідного редуктора і має виборне положення числа ходів.

Вимір обсягу палива здійснювалося за допомогою стендових мензурок з ціною розподілу $0,1 \text{ см}^3$.

Для проведення досліджень використовувався ПНВТ КамаЗ-740 із комплектом модернізованих форсунок 33-02.

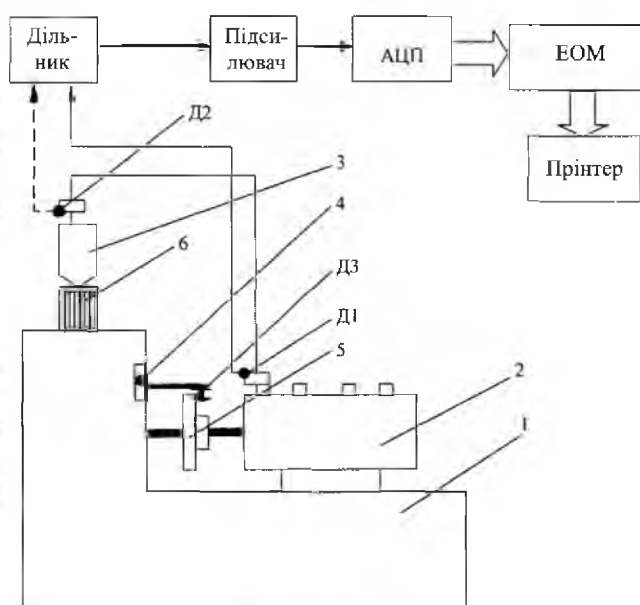
Автоматизована система реєстрації процесів паливоподачі та характеристики паливоподачі складається з персональної електронної обчислювальної машини (ПЕОМ) (рисунок 3.2), в якому змонтовано модуль аналого-цифрового перетворювача моделі L-761 ЗАТ «L-CARD», модуля підсилювача аналогового сигналу моделі LP - 03 ЗАТ L-CARD, а також дільника сигналу, який з метою зниження можливих перешкод і спотворення сигналу, розташовується безпосередньо біля датчика тиску. Модулі об'єднані між собою системою провідників та шин, що утворюють канал зв'язку та обміну

інформацією. Система є багатоканальною, тобто одночасно можуть реєструватися і оброблятися дані, що надходять кількома різними каналами. Для обробки та виведення інформації у вигляді графічних залежностей ПЕОМ оснащена відповідним програмним забезпеченням ЗАТ «L-CARD». Висновок може здійснюватися на екран ПЕОМ зі збереженням даних вимірів в ПЗУ ПЕОМ.

Як приймачі тиску використовувалися п'єзоелектричні датчики тиску Т-6000 (у лінії високого тиску). Перед проведенням досліджень датчики були атестовані та випробувані відповідно до технічної документації, що додається.

Датчики тиску встановлювалися на кінцях паливопроводу високого тиску у штуцерів форсунок.

При зміні тиску кристал п'єзоелектричного датчика Т-6000 деформується і поділяється на позитивно та негативно заряджені області. З негативної області заряд надходить на підсилювач заряду, де посилюється, перетворюється на напругу і подається на плату аналого-цифрового перетворення (АЦП), встановлену в ПЕОМ. Обробка сигналу датчика проводиться автоматичним реєструючим комплексом.



1 - стелаж для перевірки та випробування ПНВТ; 2 - ПНВТ; 3 - форсунка; 4 - манометр; 5 - диск із прорізом; 6 - мірні мензурки; Д1 - датчик тиску у штуцері ПНВТ (поз. 1); Д2 - датчик тиску у штуцері форсунки (поз. 2); Д3 - датчик синхронізатора
Рисунок 3.2 - Схема автоматизованого вимірювального комплексу

Для забезпечення синхронізації роботи комплексу на корпусі стенду жорстко встановлений датчик Холла моделі ВЕ-178А, що забезпечує за допомогою металевого диска з прорізом, встановленого на валу ПНВТ, реєстрацію початку зчитування даних у верхній мертвій точці (ВМТ) восьмого циліндра.

Як привод ПНВТ використовувався стенд для перевірки та регулювання паливної апаратури високого тиску марки «Mikroz», оснащений стандартними пристроями та приладами.

Робота комплексу відбувається в такий спосіб. Паливна апаратура виводиться на досліджуваний режим, і після встановлення стабільних показань частоти обертання за допомогою ключа на модуль АЦП подається сигнал початку та кінця відліку. Модуль АЦП здійснює перетворення дискретних значень аналогових сигналів, що надходять через підсилювач і дільник від датчиків тиску у штуцерів насоса та форсунки, цифрові. Отримані значення надходять у накопичувач ПЕОМ, де відбувається їх обробка та виведення на дисплей або принтер.

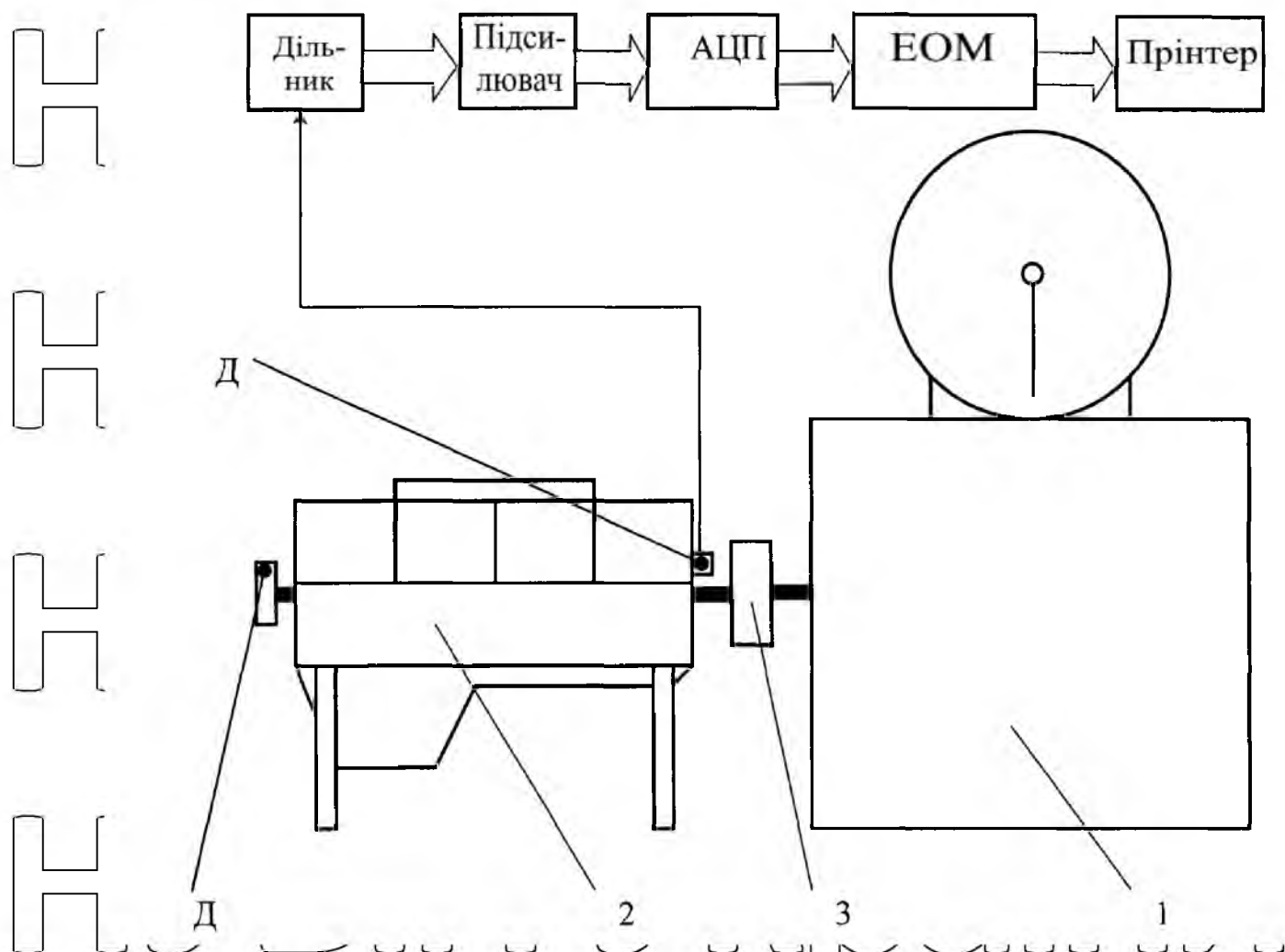
3.2. Експериментальне встановлення для індикування робочого процесу дизеля

Метою індикування робочого процесу дизеля є визначення процесів, що відбуваються усередині циліндрів. Для отримання розгорнутої індикаторної діаграми робочого процесу дизеля використана головка блоку КамАЗ циліндра, обладнана датчиком тиску Т-6000, чутливий елемент якого пов'язаний газодинамічний канал з камерою згоряння. Відмінною особливістю індикування робочого процесу від індикування процесу подачі палива є те, що датчик монтується в корпус, який має спеціальні канали для охолоджуючої рідини. Охолодження датчика можливе забором води зі штатної системи охолодження двигуна або індивідуальної.

Автоматизована система реєстрації процесів у циліндрі дизеля (рисунок 3.3) аналогічна системі реєстрації при індикуванні процесу подачі палива.

Як приймач тиску використовувався п'єзоелектричний датчик тиску Т-6000.

Перед проведенням досліджень датчики були атестовані та випробувані відповідно до технічної документації, що додається. Датчик тиску встановлювався в головці циліндра в отвір, з'єднаний каналом з камерою згоряння.



1-гальмівний стенд DS 1036-4/N; 2 – двигун; 3 – карданна передача; Д1 – датчик тиску в камері згоряння; Д2 – датчик синхронізатора

Рисунок 3.3-Схема автоматизованого вимірювального комплексу

Для забезпечення синхронізації роботи комплексу на корпусі двигуна жорстко встановлено датчик Холла моделі ВЕ-178А, що забезпечує за допомогою металевого диска з магнітом, встановленого на колінчастому валу двигуна, реєстрацію початку зчитування даних у ВМТ першого циліндра. Робота комплексу відбувається в такий спосіб. Двигун виводиться на досліджуваний режим і після встановлення стабільних показань частоти обертання за

допомогою ключа на модуль АЦП подається сигнал початку та кінця відліку.

Модуль АЦП здійснює перетворення дискретних значень аналогових сигналів, що надходять через підсилювач і дільник від датчика тиску в камері згоряння, цифрові. Отримані значення надходять у накопичувач ПЕОМ, де відбувається їх обробка та виведення на дисплей або принтер.

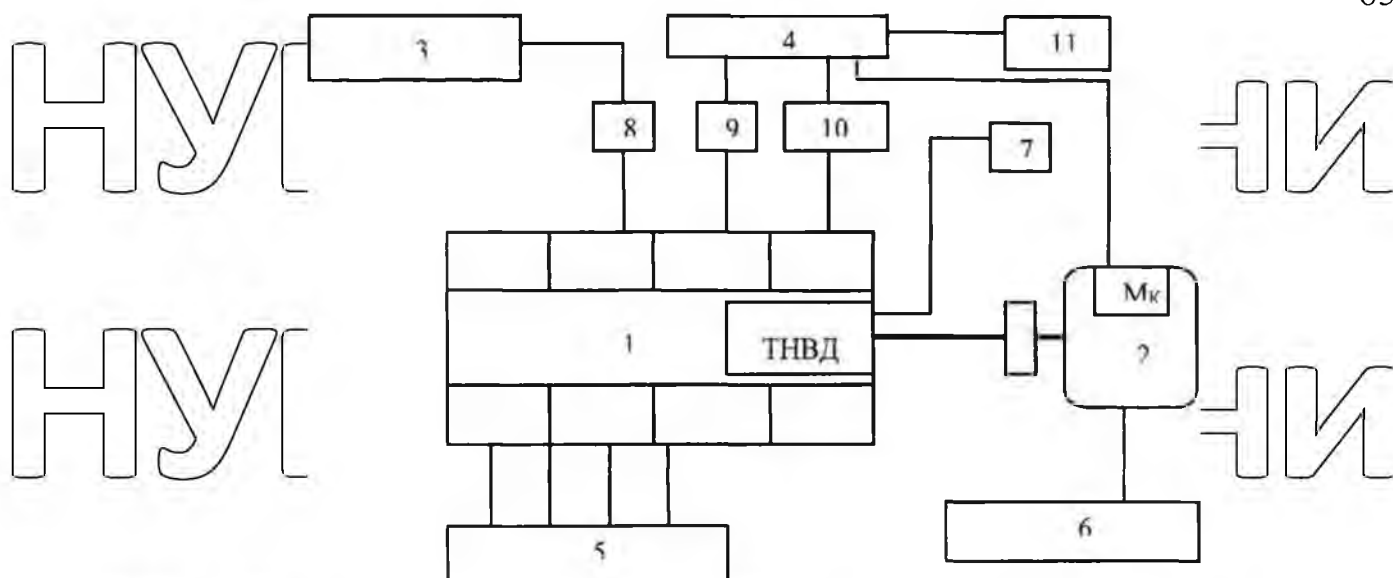
2.7.3. Експериментальна установка та стенд для випробування дизеля

Експериментальні дослідження проводились на дизелі КамАЗ-740 (84 12/12) згідно з ГОСТ 14846-81 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань» та згідно з діючими методиками [50, 52].

Установка складається з двигуна КамАЗ-740 (84 12/12) без зчеплення та коробки передач, гальмівного пристрою та вимірювальної апаратури. Загальний вигляд стенду представлений у Додатку Б, яке структурна схема зображено малюнку 2.18.

Як гальмівний пристрій застосовується динамометр постійного струму типу DS 1036-4/N. Стенд обладнаний водяною системою охолодження двигуна, водомасляним радіатором, системами повітря та паливно-постачання. Вимірювання моменту, що крутить, проводиться за допомогою цифрового приладу і друкуючого пристрою Consul, яке виводить на друк значення частоти обертання колінчастого валу двигуна і крутного моменту. Знакодрукувальний пристрій працював у режимі друку одного виміру.

Динамометр обладнаний автоматичними динамометричними вагами, які оснащені стрілочним індикатором, що показує величину моменту сили. Клас точності пристрою 1.5. Для вимірювання частоти обертання колінчастого валу двигуна використовується фотоелектричний датчик.



1 - двигун; 2 - гальмівний стенд DS 1036-4/п; 3 - пристрій вимірювання витрати повітря; 4 - показники значень параметрів двигуна; 5 - самописний потенціометр ЕПП-09М2; 6 - пульт керування стендом; 7 - загсвий пристрій вимірювання витрати палива; 8, 9, 10 - підсилювачі сигналів; 11 - друкувальний пристрій Consul

Рисунок 3.3 - Структурна схема стенду для випробування дизеля КамАЗ-740

Перед експериментальним дослідженням проведено технічне обслуговування двигуна обсягом ТО2 і перевірено фази газорозподілу.

Ефективність експлуатації транспортних засобів сільськогосподарського призначення значною мірою визначається характеристиками та параметрами силової установки.

Дизелі транспортних машин функціонують у важких дорожніх умовах при підвищеній запиленості повітря, зберіганні на відкритих майданчиках, на режимах, що характеризуються частим виходом на зовнішню швидкісну характеристику.

Ці особливості, і навіть особливості експлуатації, представлені у розділі 1, показують важливість енергетичних показників дизеля у всьому діапазоні робочих режимів. Найбільшу складність є способи реалізації необхідних енергетичних характеристик дизеля на низьких частотах обертання.

3.3. Формування швидкісних характеристик дизеля при насиченні палива повітрям з використанням безшворного клапана

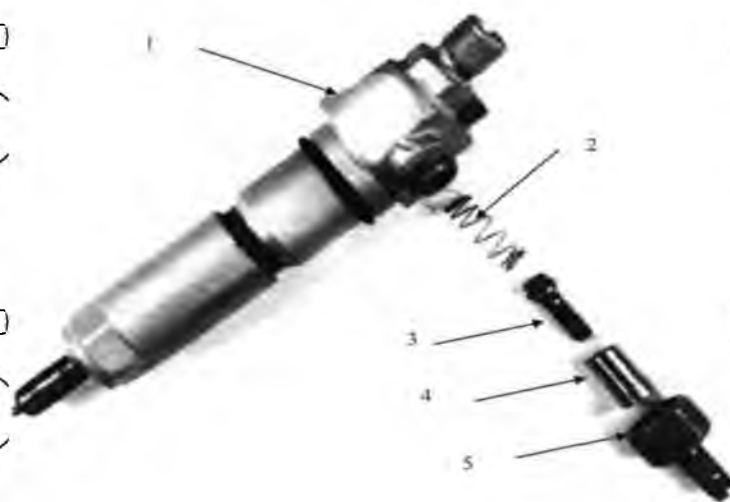
3.3.1. Технічні рішення, що забезпечують насичення палива повітрям

Основними параметрами, що визначають пропускну здатність неповоротного клапана, є маса, хід клапана та жорсткість пружини клапана. Експериментальні дослідження показали [11,12,30], що ходу клапана в межах від 0,3 до 0,6 мм у системах паливоподачі швидкохідних дизелів цілком достатньо.

Збільшення маси клапана та жорсткості пружини зменшує витрату робочого тіла через безповоротний клапан. При цьому відсутнє значення маси клапана і жорсткості пружини, при яких досягається екстремальна точка на характеристиці витрати. Збільшення обсягу неповоротного клапана збільшує магістраль високого тиску, що негативно позначається на процесі подачі палива.

Таким чином, завдання оптимізації параметрів не ставиться, а вибір конструктивних параметрів зводиться до зменшення маси клапана, жорсткості пружини та об'єму безповоротного клапана.

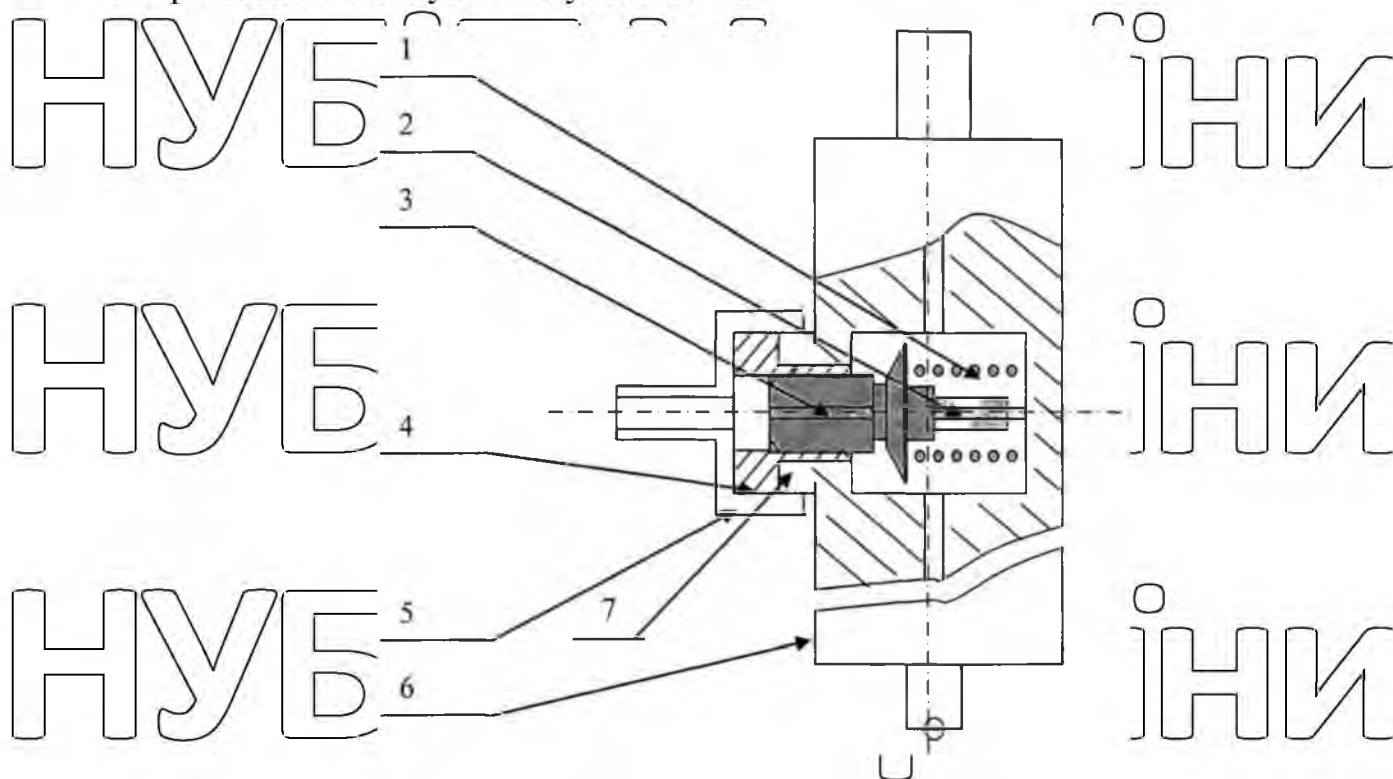
З урахуванням вищесказаного, розроблена форсунка з неповоротним клапаном, який виконаний зі штатного нагнітального клапана, без розвантажувального об'єму, що відсмоктує. Особливістю розробленої схеми полягає у розташуванні клапана у форсунці (рисунок 3.4), що значно скорочує збільшення обсягу паливної магістралі проти установкою роздільного неповоротного клапана (3 % проти 10-12 %).



- 1 - корпус форсунки з клапанним колодезем та обмежувачем ходу неповоротного клапана;
 2 - пружина неповоротного клапана, 3 – неповоротний клапан; 4 - сідло неповоротного клапана; 5 - штуцер неповоротного клапана

Рисунок 3.4 – Форсунка з неповоротним клапаном

Форсунка 6 (рис. 3.5) виконана з клапанним колодязем 7, який пов'язаний з лінією високого тиску. У клапанний колодязь вставляється гільза 4 з неповоротним клапаном 3 і затягується штуцером 5. З внутрішньої порожнини форсунки неповоротний клапан 3 підібганий пружиною 1 і при переміщенні впирається в обмежувач ходу клапана 2.



1 – пружина; 2 - пружина неповоротного клапана; 3 – неповоротний клапан; 4 – гільза;
5 – штуцер неповоротного клапана; 6 – корпус форсунки; 7 - клапанний колодязь

Рисунок 3.2 – Схеми форсунки з неповоротним клапаном

Ця форсунка виконується на основі штатної [15], тому її виготовлення не потребує значних витрат. Через штуцер 3 можлива подача різних альтернативних видів палива, в тому числі і газоподібних, так і повітря або в дпрацьованих газів. У той же час, простота конструкції не дозволяє змінювати активний хід клапана в залежності від частоти та навантаження і тим самим оптимізувати витрату повітря через неповоротний клапан. Модифікацією форсунки може бути форсунка з керованим неповоротним клапаном. Відмінною рисою цієї схеми є наявність додаткового елемента - електромагніту, що виконує функцію керуючого елемента. Дана конструкція є складнішою, ніж розглянута вище і дозволяє при необхідності блокувати неповоротний клапан.

РОЗДІЛ 4. РЕЗЕРВУВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ЕФЕКТУ

4.1. Аналіз параметрів електрогідравлічної системи паливоподачі за результатами експериментальних досліджень

Безмоторні випробування електрогідравлічної системи паливоподачі проводились у 2 етапи на базі науково-виробничого підприємства «ФОН» (м. Черкаси). Мета досліджень - підтвердження теоретичних положень визначення складу та структури ЕГС ТП дизеля для роботи в режимі коригування характеристики впорскування та (або) в режимі функціонального резервування системи ТП. Результати досліджень викладено у роботах [92,].

Методика експериментальних досліджень включала розробку ЕГ установки для реалізації ЕГЕ у воді. Проведення експериментальних досліджень ЕГ установки у дизельному паливі з метою виявлення необхідного діапазону напруги пробую, ємності конденсаторів, відстані між електродами у розрядній камері за умови забезпечення частоти відтворення ЕГ U_f щонайменше 20 Гц. Метою першого етапу безмоторних досліджень є осцилографування гідродинамічних процесів, що відбуваються в розрядній камері, залежно від структури ЕГС ТП. Мета другого етапу безмоторних досліджень – отримання циклової подачі палива залежно від електричних параметрів ЕГС ТП.

4.2. Результати осцилографування високовольтного розряду в паливі

При аналізі апріорної інформації встановлено, що напруга пробую дизельного палива за певних умов становить від 2 до 4 кВ/мм, а допустиме навантаження на силові елементи електроустаткування автомобіля КамАЗ-740 становить близько 500 Вт [3]. У зв'язку з цим прийнято рішення щодо обмеження потужності електрогідравлічної установки до 500 Вт. Виходячи з умов можливості генерації розрядів із частотою 20 Гц, прийнято такі обмеження параметрів ЕГ установки. Напруга розряду – до 42 кВ, ємність конденсаторів – до 0,01 мкФ, міжелектродна відстань у розрядній камері – до 10 мм.

На початкових стадіях експерименти проводилися з метою визначення

мінімальних електричних параметрів ЕГ установки за максимальної міжелектродної відстані в розрядній камері [39, 104].

Результати експерименту, отримані за $U_{\text{поч}} = 40$ кВ та $C = 0,0033$ мкФ при $Z = 10$ мм показали, що при даних значеннях параметрів розряду не спостерігалось. На рис 4.1 показано типову осцилограму напруги розряду, яка показує, що відбувається «сгікання розряду», тобто вся запасена електрична енергія при часі розряду до 40 мкс перетворюється на теплову енергію. Збільшення початкової напруги за тих же параметрів дозволило отримати розряд.

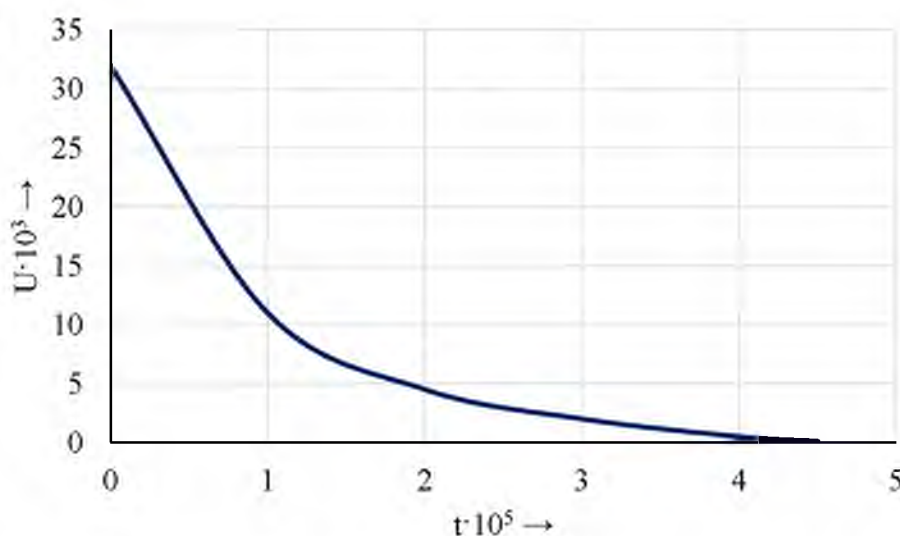


Рисунок 4.1 — Осцилограма напруги розряду при $U_{\text{поч}} = 33$ кВ, $C = 0,0033$ мкФ та $l = 10$ мм

Для опису характеристики розряду наведено характерну осцилограму напруги розряду (рисунок 4.2). Дана осцилограма показує, що загальний час розряду становить 4 мкс, що складається з наступних часових періодів: з періоду індукції $t_{\text{інд}}$ (час розвитку стримерів) – 2,6 мкс, часу розряду t_p – 0,3 мкс та часу загасаючих коливань напруги $t_k \approx 1,1$ мкс. З аналізу осцилограми видно, що за час індукції відбувається значне падіння напруги з 40 кВ до 26 кВ і при цьому лише 35% електроенергії, що залишилася, витрачається на реалізацію ЕГ розряду в дизельному паливі.

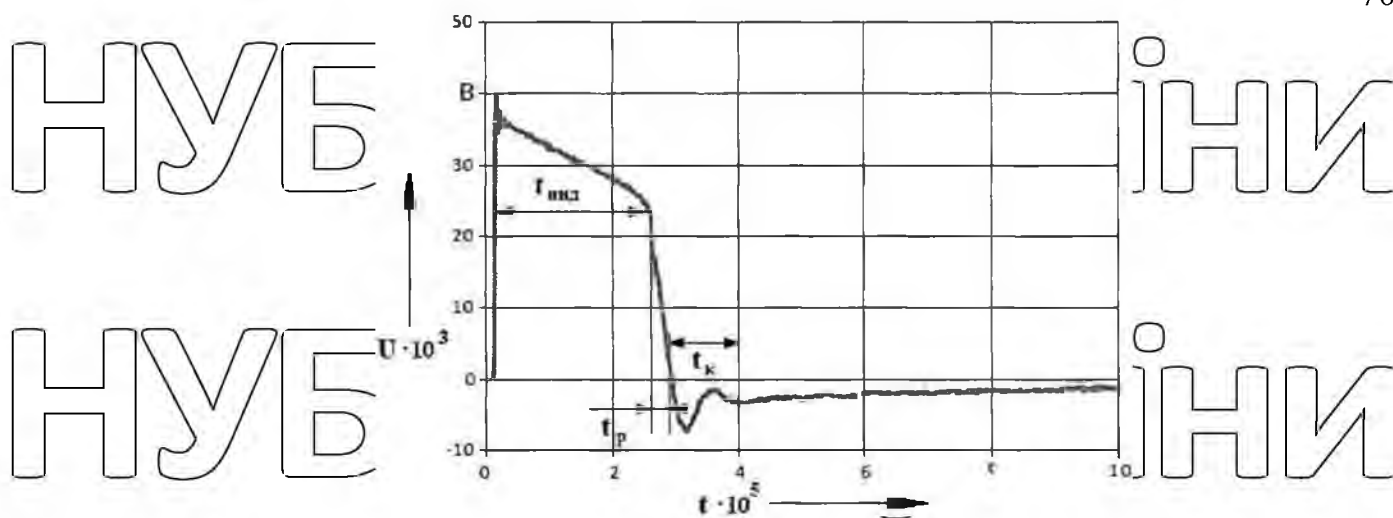


Рисунок 4.2 - Осцилограма напруги розряду при $U_{поч} = 40$ кВ, $C = 0,0033$ мкФ

та $l = 10$ мм
Збільшення до $0,01$ мкФ при $U_{поч} = 40$ кВ та $l = 10$ мм дозволило суттєво підвищити «якість» розряду. За даних параметрів загальний час розряду становить $3,5$ мкс, падіння напруги під час індукції становило 3 кВ, у своїй $95,2$ % запасеної енергії витрачається на реалізацію ЕГ розряду в дизельному паливі (рисунок 4.3).

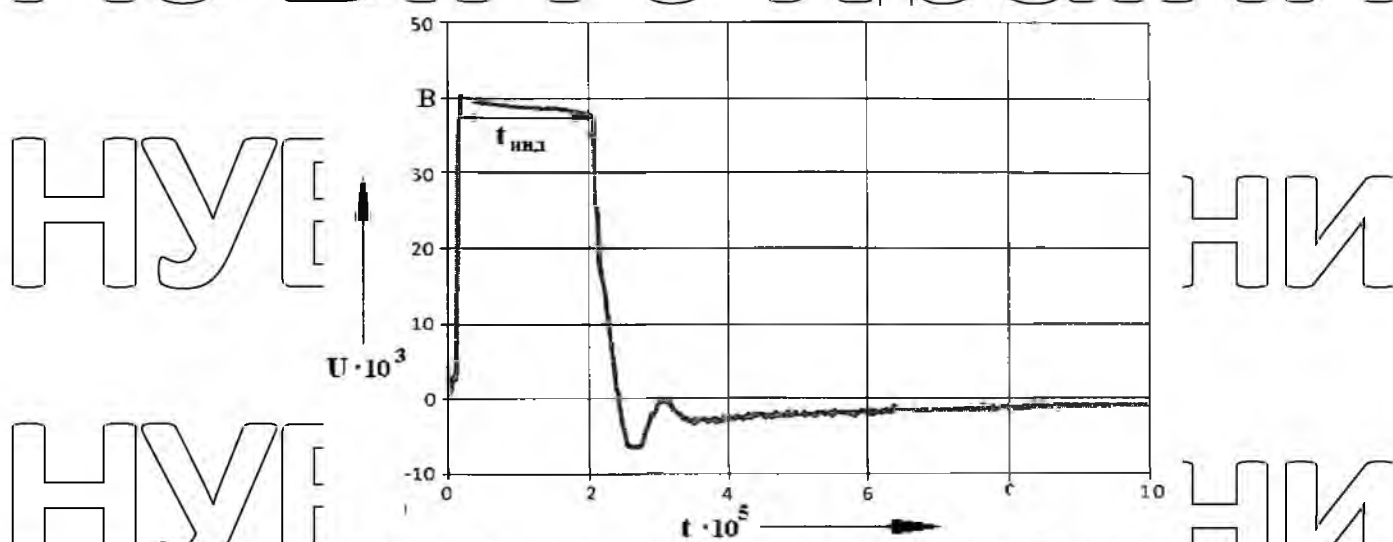


Рисунок 4.3- Осцилограма напруги розряду при $U_{поч} = 40$ кВ, $C = 0,01$ мкФ та $l = 10$ мм

На підставі виконаних експериментів можна зробити висновки:

- при $C = 0,0033$ мкФ, $l = 10$ мм і $C_{поч}$ нижче 40 кВ розряд відсутня, вся запасена енергія перетворюється на теплову;

- зі збільшенням $U_{\text{поч}}$ до 40 кВ розряд відбувається, але за ємності конденсатора менше 0,01 мкФ до 60% енергії втрачається на момент розвитку стримерів, що, своєю чергою, викликає зниження величини тиску при ЕГ разряде;

- Отримання «якісного» високовольного розряду, а відповідно, і максимального тиску в дизельному паливі можливе при $U_{\text{поч}} = 40$ кВ, $C = 0,01$ мкФ, $l = 10$ мм.

4.3. Результати осцилографування гідродинамічних процесів

У процесі обробки даних, отриманих при осцилографуванні гідродинамічних процесів при проведенні першого етапу безмоторних досліджень, побудовані порівняльні осцилограми тиску ЕГ розряду, що розвивається, в дизельному паливі в залежності від варіованих факторів (рисунки 4,1-4,3). На рис 4.4 показано залежність тиску від початкової напруги при постійних властивостях ємності та міжелектродної відстані.

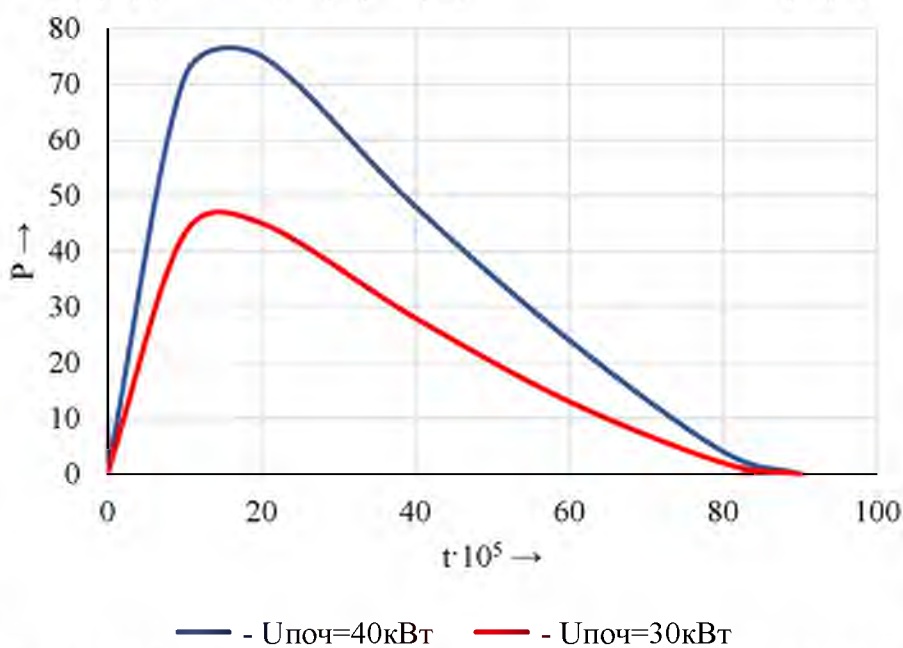


Рисунок 4.4 - Характеристика $P_{\text{ег}}$ від $U_{\text{поч}}$ при $l = 10$ мм; $C = 0,01$ мкФ

Як видно з малюнку 5.12, зміна ($U_{\text{поч}}$ від 30 до 40 кВ при $C = 0,01$ мкФ та $l = 10$ мм впливає лише на величину тиску, що розвивається електрогидравлічним ефектом, не змінюючи його тривалості. При зміні відстані між електродами в

розрядній камері та варіюванні m і z отримані наступні результати (рисунк 5.13). При $U_{\text{На4}} = 40$ кВ; $z = 0,01$ мкФ; $l = 10$ мм величина тиску становить 77,3 МПа за тривалості 900 мкс. При зменшенні l до 6 мм відбувається зниження тиску до 55 МПа зі збільшенням фронту тиску до 1 мс. У $U_{\text{На4}} = 40$ кВ, $z = 0,033$ мкФ, $l = 10$ мм величина тиску різко знижується до 45 МПа за тривалості 430 мкс.

Однак, при зменшенні l до 6 мм відбувається збільшення тиску до 52 МПа при значному збільшенні тривалості до 700 мкс. Цей ефект підтверджується отриманою осцилограмою напруги розряду, представленою на малюнку 5.13, яка показує, що при величині ємності 0,0033 мкФ і міжелектродній відстані 10 мм відбувається значне (до 64%) падіння напруги за період розвитку стримерів і, як наслідок, менша кількість запасеної енергії витрачається на створення тиску ЕП розрядом.

4.5. Методика оцінки технічного рівня транспортних засобів з урахуванням причинно-наслідкових зв'язків

Оцінка технічного рівня транспортних засобів завжди представляла і представляє важливе, але водночас досить складне завдання. Питанням оцінки технічного рівня присвячений діючий ОСТ 37.001.426-85 [157], проте в даний час він перестав задовольняти сучасний розвиток науки і вимог потенційних споживачів. Методики оцінки, що склалися на сьогодні [22, 184, 185], базуються на методі ієрархії [203] і складаються з кількох етапів, поданих нижче.

1. Оцінка технічного рівня визначає процес порівняння, тому необхідний об'єкт порівняння, який називається базовим зразком. Базовим зразком можуть бути параметри, зазначені у технічних вимогах на розробку транспортного засобу, перспективні технічні вимоги, технічні характеристики зразка до модернізації або будь-якого нововведення в конструкцію.

2. Будується ієрархічна система критеріальних рівнів. Верхній рівень займає узагальнений критерій, далі розташовуються критерії, потім властивості, а нижній частині ієрархічної системи - поодинокі показники. За потреби критеріальних рівнів може бути більше.

3. Відповідно до методу ієрархій будуються матриці попарних порівнянь та розраховуються коефіцієнти вагомості одиничних показників, властивостей та критеріїв. Розрахунку коефіцієнтів вагомості передують експертне опитування з усіма процедурами перевірки узгодженості відповідей експерта та груп експертів.

4. Розраховується показник технічного рівня транспортного засобу із застосуванням адитивного та (або) мультиплікативного методу згортки критеріїв, а кожен із критеріїв - згорткою властивостей.

Однак дана методика передбачає ординарний потік впливів: одиничний показник однозначно впливає на будь-яку властивість, а вона у свою чергу на критерій. Вплив одного і того ж показника на кілька властивостей не передбачається. Порівняння показників відбувається одному рівні. У цьому частка впливу показника нижнього рівня однією з властивостей вищого не визначається. Це тягне завищення показника технічного рівня під час розрахунку. Так одиничний показник «дорожній просвіт», що входить у властивість «опорна прохідність» та критерій «рухливість», впливає на властивість «паливна економічність» критерію «базові властивості» та властивість «експлуатаційна технологічність» критерію «технологічність».

Вирішення проблеми неоднозначності впливу одиничного показника можна вирішити на основі системно-інформаційного аналізу з використанням одного з методів математичного моделювання – когнітивного моделювання [11].

Когнітивне моделювання - це різновид математичного моделювання для формалізації опису складного об'єкта, проблеми чи функціонування системи та виявлення причинно-наслідкових зв'язків між їх елементами внаслідок на ці елементи чи зміни характеру зв'язків. Когнітивні карти, що лежать в основі моделі, використовують для представлення системи, що моделюється, у вигляді безлічі концептів, що відображають її об'єкти або атрибути, пов'язаних між собою відносинами впливу або причинно-наслідковими зв'язками.

Реалізація цього методу починається з вивчення предметної галузі та побудови нечіткої когнітивної карти моделі оцінки технічного рівня

транспортного засобу.

Під концептами розуміється змістове зміст одиничних показників, властивостей, критеріїв, і навіть узагальнений критерій як показник технічного

рівня транспортного засобу. Як механізм вибору переліку концептів (критеріїв, властивостей, одиничних показників) доцільно скористатися методом

експертного опитування. При цьому опитування передбачає отримання знань на трьох рівнях:

1. Формування переліку концептів (критеріїв, властивостей, одиничних показників);

2. Формування причинно-наслідкових відносин взаємозв'язків концептів. Власне справи цьому етапі формуються дуги орієнтованого графа;

3. Формування значень відносин причинності (коефіцієнти вагомості).

Для моделювання та аналізу проблемно-цільових моделей систем на основі нечітких когнітивних карт використовується нечітка регулярна матрична

алгебра, в основі якої лежать макситріангулярні операції з нечіткими матрицями

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблено концепцію забезпечення працездатності дизелів сільськогосподарської техніки, сутність якої полягає у застосуванні параметричного резервування як способу розширення області працездатності об'єкта створенням запасу параметра та функціонального резервування основних функцій паливної апаратури як способу забезпечення працездатності.

2. Розроблено, обгрунтовано та експериментально підтверджено методи параметричного резервування в системі паливоподачі дизелів транспортних засобів. Параметричне резервування моменту, що крутить, за рахунок подачі повітря в лінію високого тиску через неповоротний клапан забезпечує збільшення крутного моменту в діапазоні низьких частот обертання колінчастого валу, зокрема при $n = 700$ об/хв, - на $100-110$ Н-м.;

Параметричне резервування моменту, що крутить, застосуванням змінного способу сумішоутворення в області низьких частот обертання забезпечує збільшення крутного моменту при $n = 800$ об/хв за зовнішньою швидкісною характеристикою на 75 Н-м, а при зниженні частоти до 700 об/хв - більш ніж на 150 Н-м.

Представлені методи обгрутовують покращення тягово-швидкісних властивостей за показником мінімальної швидкості руху та опорно-тягової прохідності за показником максимального динамічного фактора.

3. Розроблено, обгрунтовано та експериментально підтверджено метод функціонального резервування системи очищення палива шляхом послідовного поциклового відбору важких домішок з паливного бака з використанням безповоротного клапана для забезпечення працездатності дизеля. Показано, що на частотах обертання від $600-650$ об/хв до $n_{д}$ ом кулачкового валу ПНВТ доцільно подавати важкі домішки. У цьому випадку дизель менш чутливий до циклової добавки домішок, величина якої може становити до 17% . Практична реалізація методу дозволяє підвищити технологічність обслуговування:

- виключити технологічну операцію злив відстою з паливного бака під час

виконання ТО1;

- виключити технологічну операцію злив відстою з корпусів фільтра тонкого та грубого очищення палива при виконанні ТО 1;

- технологічну операцію зняття та промивання корпусів фільтрів грубого та тонкого очищення палива виконувати при кожному другому ТО2;

- технологічну операцію заміни фільтруючих елементів виконувати при кожному другому ТО2;

- технологічну операцію злив відстою з паливного бака виконувати при кожному другому ТО2.

4. Досліджено працездатність дизеля з резервуванням функції подачі палива в циліндр дизеля застосуванням змінного способу сумішоутворення при відмові паливної форсунки. Порівняльний аналіз швидкісних характеристик передкамерного і об'ємного способів сумішоутворення при голці форсунки, що зависла, показує перевищення показників дизеля з передкамерним способом від 1,5 разів в області високих частот обертання до 4 разів в області низьких.

Результати досліджень показників дизеля з передкамерним способом сумішоутворення та форсункою без носіння розпилювача дозволяють зробити висновок про часткову працездатність двигуна зі значним погіршенням параметрів, у тому числі й пускових якостей. Дизель з передкамерним сумішоутворенням при обриві шкарпетки розпилювача значно перевершує за ефективними показниками дизель з об'ємним способом у всьому діапазоні частот обертання колінчастого валу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамов, С.В. Забезпечення працездатності паливної апаратури тракторних та комбайнових дизелів шляхом покращення очищення палива [Текст]. - Дис. канд. техн. наук. - Саратов, 2006.

2. Азев, В.С. Вплив займистості та випаровування сучасних та перспективних дизельних палив на пускові характеристики та економічність вихрекамерного дизеля [Текст] / В.С. Азев, А.А. Гусев // Двигунобудування. - 1990 №7. - С. 11-13.

3. Автомобілі КамАЗ 6x6 [Текст] / Рук-во з експлуатації (4310-3902001 PE). - М.: Воєніздат, 1988. - 375 с.

4. Андреев, Ю.В. Швидкохідні дизелі виробництва розвинених країн: технічні показники [Текст]: навчальн. посібник / Ю.В. Андреев, А.Є. Свистула: Алт. держ. техн. ун-т. – Барнаул, 2002. – 163 с.

5. Астахов, І.В. Паливні системи та економічність дизелів [Текст]/І.В. Астахов, Л.М. Голубков, В.І. Трусів. - М.: Машинобудування, 1990. - 288 с.

6. Бабаєв, А.І. Розробка дизелів з нерозділеною камерою згоряння для легкових автомобілів [Текст]/О.І. Бабаєв // Аналіз технічного рівня та тенденцій розвитку ДВС. - М.: Інформцентр НДІД, 1993. - Вип. 5. – С. 54-79.

7. Байков, А.Б. Зниження максимального тиску згоряння дизелів ряду ЧН 16/17 двофазним упорскуванням палива [Текст]/О.Б. Байков // Двигунобудування. - 1983. - № 2. - С. 50-52.

8. Белов, П.М. Двигуни армійських машин [Текст]. Ч. 1/П.М. Белов, В.Р. Бурячко, Є.І. Акатів. - М.: Воєніздат, 1972. - 512 с.

9. Білявцев, А.В. Паливна апаратура автотракторних дизелів [Текст]/О.В. Білявцев, А.С. Процерів. - М.: Росагропромиздат, 1988. - 223 с.

10. Блінов, А.Д. Сучасні підходи до створення дизелів для легкових автомобілів та малотоннажних вантажівок [Текст] / О.Д. Блінов, П.А. Голубев, Ю.Є. Драган. — М.: НДІД «Інженер», 2000. – 332 с.

11. Бойков, В.А. Експериментальні дослідження характеристик дизелів при подачі повітря у форсунку [Текст]/В.А. Бойков, Ю.А. Заєць та Інв. ТулДУ: серія

«Автомобільний транспорт» - Тула: Вид-во ТулДУ, 2001. - Вип. 5.

12. Бойков, В.А. Про подачу повітря в паливну магістраль високого тиску дизелів [Текст]/В.А. Бойков // Изв. ТулДУ: серія «Автомобільний транспорт». - Тула: Вид-во ТулДУ, 2001. - Вип. 5. – С.39-41.

13. Бурячко, В.Р. Військово-техніко-економічна оцінка силових установок автомобільної техніки [Текст] / В.Р. Бурячка. – Л.: ВОЛАТТ, 1995. – 368 с.

14. Бурячко, В.Р. Силові установки та системи електрообладнання військової автомобільної техніки [Текст]/В.Р. Бурячка. – Л.: ВОЛАТТ, 1985. – 440 с.

15. Бурячко, В.Р. Математичні моделі процесів енергоперетворення в поршневіх двигунах внутрішнього згоряння: навчальн. посібник [Текст]/В.Р. Бурячко, О.В. Гук. - СПб.: ВАТ, 1995.

16. Бурячко, В.Р. Стан та основні напрямки розвитку зарубіжного двигунобудування [Текст]: зб. наук, тр./В.Р. Бурячко, О.В. Гук. – СПб.: Бронниці, 1998. – С.79-97.

17. Бурглер, Л. Тенденції розвитку паливних систем для дизельних двигунів з безпосереднім упорскуванням [Текст] / Л. Бурглер // Конференція фірми AVL List GmbH. – Ярославль, 2001.

18. Бурштейн, Л.М. Дослідження процесів змащування та тертя поршневих кілець ДВС [Текст]/Л.М. Бурштейн, С.В. Кебяков // Двигунобудування. – 1991. № 1 – С.55-57.

19. Воробйов, А.А. Електричний пробій та руйнування твердих діелектриків [Текст] / А. А. Воробйов, Г. А. Воробйов. – М.: Вища школа, 1966. – 224 с.

20. Воробйов, А.А. Руйнування гірських порід електричними імпульсними розрядами [Текст]/А.А. Воробйов. – Томськ: ТГУ, 1961. – 150 с.

21. Вохмін, Д.М. Вплив режимів роботи автомобілів на надійність паливної апаратури дизельних двигунів [Текст]. - Дис. канд. техн. наук. – Тюмень, 2005.

22. Вялков, І.В. Методика оцінки технічного рівня автомобільної техніки [Текст]/І.В. Вялков // Вісник МАДИ № 6 – М.: МАДИ (ГТУ), 2008. – С. 27-32.

23. Вялков, І.В. Модель, що дозволяє оцінити технічний рівень

автомобільної техніки/В.М. Абрамов, І.В. В'ялков // Автомобільна промисловість. - М.: Вид-во Автомаши, 2008. - №3. - С. 17-21.

24. Васильєв-Южин, Р.М. Робота суднових дизелів на нестационарних режимах [Текст]/Р.М. Васильєв-Южин. - Л.: Суднобудування, 1965.

25. Васильченко, В.Ф. Автомобілі та гусеничні машини. Теорія експлуатаційних властивостей [Текст]/В.Ф. Васильченко. - Рибінськ: "РДП" - АРП, 1996. - 432 с.

26. Ведрушенко, Є.С. Підвищення ефективності тепловикористання [Текст]/Є.С. Ведрушенко // Двигунобудування. - 1991. - № 1. - С. 45-47.

27. Вершинін, А.С. Параметри паливоподачі на перехідних режимах [Текст] / А.С. Вершинін, В.А. Петров // Енергомашинобудування. - 1970. - №2. - С. 15-18.

28. Вибє, І.І. Нове про робочий цикл двигунів [Текст]/І.І. Вибє. - М.: Свердловськ: Машгіз, 1962. - 270 с.

29. Виноградов, Л.В. Робота дизеля на режимах часткових навантажень [Текст]/Л.В. Виноградов, В.В. Горбунов, Н.М. Патрахальцев. - М.: Вид-во Рос. ун-ту дружби народів 2000. - С. 80-81.

30. Виноградов, Л.В. Поліпшення пускових якостей дизелів, що працюють у районах Крайньої Півночі [Текст]/Л.В. Виноградов, В.В. Горбунов, Н.М. Патрахальцев, А.В. Фомін: НТС. сер.: Природний газ як моторне паливо / ДРЦ Газпрому. - 1997. - №12. - С. 38-46.

31. Віхерт, М.М. Паливна апаратура автомобільних дизелів [Текст]/М.М. Віхерт, М.В. Мазинг. - М.: Машинобудування, 1978. - 177 с.

32. Воїнов, О.М. Згоряння у швидкохідних поршневих двигунах [Текст]/О.М. Воїнов. - М.: Машинобудування, 1977. - 267 с.

33. Володін, А.І. Моделювання на ЕОМ роботи тепловозних дизелів [Текст]/А.І. Володін. - М.: Транспорт, 1985. - 216 с.

34. Вируб, Д.М. Сумішоутворення в двигунах дизеля [Текст]/Д.М. Вирубів // Робочі процеси двигунів внутрішнього згоряння та їх агрегатів. - М.: Машгіз, 1946. - С. 5-54.

35. Габітов, І.І. Дослідження експлуатаційних показників паливних систем автотракторних дизелів зарубіжного виробництва [Текст] / І.І. Габітов та ін. // Збірник наукових праць: Поліпшення експлуатаційних показників двигунів, тракторів та автомобілів. – Санкт-Петербург, 2000. – С. 29-31.

36. Габітов, І.І. Поліпшення експлуатаційних характеристик паливної апаратури сільськогосподарських дизелів шляхом наукового обґрунтування та реалізації у ремонтному виробництві технологічних процесів, методів та засобів діагностування [Текст]. - Дис. докт. техн. наук. - СПб., 2001.

37. Глаголев, Н.М. Робочі процеси двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / Н.М. Глаголев. – Київ: Машиз, 1950. – 480 с.

38. Годунов, Л.М. Гідродинамічні процеси у паливних системах дизелів при двофазовому стані палива [Текст] / Л.М. Годунов // Двигунобудування. – 1987. – № 1. – С. 32-35.

39. Голубев, Д.С. Особливості застосування електрогідравлічних установок у паливній апаратурі дизелів [Текст] / Д.С. Голубев, Ю. А. Заєць, П.І. Строків / Всеросійський НТС з автоматичного управління та регулювання теплоенергетичних установок ім. проф. В.І. Крутова : Інформація / Вісник МДТУ ім. н.е. Баумана. -2009. - №4 (77). – С. 121.

40. Голубев, Д.С. Аналіз способів удосконалення паливної апаратури дизелів [Текст] / Ю.А. Заєць, Д.С. Голубев // Наук.-техн. зб. № 4/21-й наук.-дослідж. випробування, ін-т. – Бронниці, 2009. – С. 64-76.

41. Голубев, Д.С. Склад та структура промислових систем з реалізацією електрогідравлічного удару [Текст] / Д.С. Голубев, Ю.А. Заєць // Інформаційні технології в освітньому процесі інституту: тез. доп. XXXIX наук.-метод. конф. 25.02. – 26.02.2009 р. / Різ. військових, автомоб. ін-т. – Рязань, 2009. – С. 126-127.

42. Голубев, Д.С. Резервування систем паливободачі дизелів військової автомобільної техніки [Текст]: монографія / Д.С.Голубев, Ю.А.Заєць. – Рязань: РВВДКУ, 2012. – 138 с.

43. Голубков, Л.М. Метод гідродинамічного розрахунку паливної апаратури дизеля з урахуванням двофазного стану палива [Текст] / Л.М. Голубков, О.М.

Перепелін // Робочі процеси в ДВС та їх агрегатах: зб. наук. тр. МАДИ. – М., 1987. – С. 80-87.

44. Голубков, Л.М. Уточнений метод та програми гідродинамічного розрахунку паливних систем автотракторних дизелів [Текст] / Л.М. Голубків. - М.: МАДИ, 1985.

45. Гончар, Б.М. Чисельне моделювання робочого процесу дизелів [Текст] / Б.М. Гончар // ж. Енергомашинобудування, 1968. - № 7. - С. 34-35.

46. Горбаневський, В.Є. Підвищення безвідмовності та довговічності високоточних пар тертя паливної апаратури дизелів [Текст]. - Дис. докт. техн. наук. - Москва, 1991.

47. Горелік, Г.Б. Розробка уточненої математичної моделі паливів в порскує апаратури дизелів [Текст] / Г.Б. Горелік, Н.Х. Дяченко, В.П. Пугачов. - ЛІЦ. 1988. - № 297.

48. Горячев, В.А. Тяговий розрахунок автомобілів та гусеничних машин [Текст]. навчальн. посібник для курсантів та слухачів / В.А. Горячев, С.З. Бовщівський. - Рязань: РВАІ, 2001. - 131 с.

49. ГОСТ 27.002-89. Надійність у техніці. Основні поняття. Терміни та визначення [Текст]. - Введ. 1990-01-07. - М: Вид-во стандартів, 1989.

50. ГОСТ 14846-81. Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань [Текст]. - Введ. 1982-01-01. - М: Вид-во стандартів, 1981.

51. ГОСТ 10579-88. Форсунки дизельні. Загальні технічні умови [Текст]. - Введ. 1990-01-01. - М: Вид-во стандартів, 1988.

52. ГОСТ 8.207-76. Державна система забезпечення єдності вимірів. Прямі виміри з багаторазовими спостереженнями. Методи опрацювання результатів спостережень. Основні положення [Текст]. - М: Вид-во стандартів, 1976.

53. ГОСТ 305-82. Паливо дизельне. Технічні умови [Текст]. - М: Вид-во стандартів, 1984. - 10 с.

54. ГОСТ 23435-79. Технічна діагностика. Двигуни внутрішнього згорання поршневі. Номенклатура діагностичних параметрів [Текст]. - М: Вид-во стандартів, 1979.

55. ГОСТ 8009-84. Державна система забезпечення єдності вимірів. Нормовані метрологічні характеристики засобів виміральної техніки [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 1984.

56. ГОСТ 30574-98. Двигуни внутрішнього згоряння поршневі. Викиди шкідливих речовин та димність відпрацьованих газів. Цикли випробувань [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 1998.

57. ГОСТ Н 51313-99. Автомобільні бензини. Загальні вимоги [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 2000.

58. ГОСТ РВ 81218-98. Двигуни внутрішнього згоряння поршневі. Загальні вимоги [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 1999.

59. ГОСТ Р 52160-2003. Автомобілі з дизель. Димність газів, що відпрацьовали. Норми та методи вимірювання. Вимоги безпеки [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 1984. - 55 с.

60. ГОСТ Р 52231-2004. Зовнішній шум автомобілів у експлуатації. Допустимі рівні та методи вимірювання [Текст]. - М.: Вид-во стандартів, 2004.

61. Грановський, В.А. Методи обробки експериментальних даних при вимірах [Текст] / В.А. Грановський, Т.М. Сіра. - Л.: Вища школа, 1990. - С. 287.

62. Гріхів, Л.В. Паливна апаратура та системи управління дизелів [Текст]: навчання для вузів / Л.В. Гріхів, Н.А. Іващенко, В.А. Марків - М.: Легіон-Автодата, 2004. - 344 с.

63. Гришпан, А.В. Оптимізація параметрів упорядкування палива та розрахунок основних конструктивних елементів паливної апаратури дизелів [Текст] / О.З. Гришпан, С. А. Романов // Двигунобудування. - 1989. - №10 - С. 18-21.

64. Григор'єв, М.А. Забезпечення якості транспортних дизелів [Текст]. Т. 1 / М.А. Григор'єв, В.А. Донецька, В.Т. Желтяков, Ю.Г. Суботін - М.: ІПК Видавництво стандартів, 1998. - 632 с.

65. Григор'єв, М.А. Очищення масла та палива в автотракторних двигунах [Текст] / М.А. Григор'єв - М.: "Машинобудування", 1970. - 270 с.

66. Гук, А.В. Математична модель процесу згоряння у дизелі ЯМЗ-8424

[Текст]/О.В. Гук; наук.-техн. зб. /В/ч 63539. - 1992. - №1. – С. 15-26.

67. Гук, А.В. Моделювання процесу згоряння у дизелі різного палива. Поліпшення експлуатаційних показників двигунів, порів та автомобілів [Текст] / А.В. Гук, О.М. Сорокін // Матеріали міжнародного постійно діючого науково-технічного семінару країн СНД. - СПб.: СПГАУ, 1999.

68. Гулий, Г.А. Обладнання та технологічні процеси з використанням електрогідравлічного ефекту [Текст]/Г.А. Гулий - М.: Машинобудування, 1977. - 320 с.

69. Гулий, Г.А. Високовольтний електричний розряд у силових імпульсних системах [Текст]/Г. А. Гулий, П. Н. Мальшевський. - Київ: Наукова думка, 1977. - 476 с.

70. Данов, С.М. Диференціальне рівняння першого закону термодинаміки для опису індикаторного процесу дизеля з урахуванням ідеальності робочого тіла [Текст] / С.М. Данов // Двигунобудування. – 1990. – №6-С. 15-16.

71. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст]. У 3 кн. / Кн.1. Теорія робочих процесів: підручник для вузів / В.М. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачян [та ін.]; за ред. В.М. Луканина. - 2-ге вид., перераб. та дод. -М.: Вища школа, 2005. – 479 с.

72. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія поршневих та комбінованих двигунів [Текст], за ред. А.С. Орліна, М.Г. Круглова - М: Машинобудування, 1983. - С. 376.

73. Двигуни внутрішнього згоряння. Системи поршневих та комбінованих двигунів [Текст]: під ред. А.С. Орліна, М.Г. Круглова - М: Машинобудування, 1983. - С. 455.

74. Двигуни внутрішнього згоряння. Викиди шкідливих речовин із відпрацьованими газами. Норми та методи визначення [Текст]. - М: Вид-во стандартів, 1999.

75. Двигун ЯМЗ-238М2. Інструкція з експлуатації. – Ярославль: ЯМЗ, 1989. - 98 с.

76. Дем'янов, Л.А. Багатопаливні двигуни [Текст]/Л.А. Дем'янов, С.К.

Сарафанов. - М.: Восніздат, 1968. – 104 с.

77. Дизелі [Текст]: довідник; за ред. В.А. Ванштейт. – Л.:
Машинобудування, 1977. – 479 с.

78. Доленц, А. Швидкісний дизельний двигун з безпосереднім
упорскуванням через насос-форсунку, з моноблочною конструкцією та
звукопоглинаючим кожухом [Текст] // А. Доленц // Доповідь № 18 на симпозіумі
фірми AVL List GmbH. – 1989.

79. Дяченко, Н.Х. Теорія двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / Н.Х.
Дяченко, О.К. Костін, Б.П. Пугачов. – Л.: Машинобудування, 1974. – 552 с.

80. Ємельянов, В.С., Альтернативні екологічно чисті види палива для
автомобілів властивості, різновиди, застосування [Текст] / В.С. Ємельянов, І.Ф.
Крилов. – К.: Астель, – 2004 – 128 с.

81. Єремєєв, А.М. Підвищення надійності дизельних двигунів шляхом
оптимізації регульовальних параметрів паливної апаратури [Текст]. - Дис. канд.
техн. наук. – Казань, 2007.

278

82. Ждановський, Н.С. Надійність та довговічність автотракторних дизелів
[Текст] / Н.С. Ждановський, А.В. Ніколаєнко. - Л.: Колос, 1981.

83. Жегалін, О.І. Удосконалення процесів паливоподачі у широкому
діапазоні режимів шляхом регулювання початкового тиску [Текст] / О.І.
Жегалін, В.А. Кудєвалов, Н.М. Патрахальцев // Двигунобудування. – 1987. – №

1.-С. 21-24.