

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«Підвищення довговічності роботи форсунок дизельних двигунів завдяки модернізації голки розпилювача»**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-61
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Ткачук Андрій Васильович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. МIRONЮК О.С.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: _____
(Прізвище та ініціали)

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2022

Ткачук А. В. Підвищення довговічності роботи форсунок дизельних двигунів завдяки модернізації голки розпилювача : магістерська робота. Дубляни: Львівський НУП, 2022. 71 с.

Табл. 4; рис. 24; бібліогр. джерел 31.

Наведені результати аналізу зміни технічного стану форсунок, що впливають на експлуатаційні показники роботи дизельних двигунів. Встановлено, що зниження потужності, підвищення витрати палива, а також збільшення відмов систем дизельних двигунів значною мірою визначається працездатністю елементів паливної апаратури, зокрема прецизійною парою «голка розпилювача – розпилювач».

Проведений аналіз способів підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів. Для того, щоб зменшити інтенсивність спрацювання розпилювачів форсунок висунута гіпотеза: довговічність форсунок і експлуатаційні параметри дизельних двигунів можна підвищити завдяки резервуванню властивостей робочої поверхні розпилювачів форсунок під час їх модернізації. Пропонується у напрямній частині голки розпилювача виконати гвинтову канавку під кутом α , яка буде сприяти вісесиметричному тиску рідини.

Випробування прецизійних пар на гідравлічну щільність довели ефективність модернізованих форсунок завдяки рівномірному спрацюванню робочих поверхонь напрямної і запірної частин розпилювача дизельної форсунки.

Розроблено комплекс заходів щодо попередження виникнення травм під час випробування дизельної паливної апаратури. Проведена техніко-економічна оцінка використання модернізованих форсунок.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Огляд існуючих дизельних форсунок мобільних енергетичних засобів	8
1.2 Аналіз причин погіршення ефективності роботи форсунок автотракторних дизелів	11
1.3 Аналіз впливу параметрів форсунок на показники дизельного двигуна	17
1.4 Дослідження впливу режимів роботи дизельних двигунів на показники сільськогосподарської техніки.....	21
1.5 Висновки, мета і завдання дослідження	24
2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ФОРСУНОК ДИЗЕЛІВ	25
2.1 Обґрунтування способів підвищення довговічності форсунок автотракторних дизелів	25
2.2 Аналіз дослідження відмов розпилювача форсунок дизелів.....	29
2.3 Визначення залежності параметрів подачі палива від основних експлуатаційних показників з урахуванням напрацювання дизеля	32
2.4 Висновки до розділу.....	37
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	39
3.1 Методика визначення параметрів розпилювачів форсунки	39
3.1.1 Методика функціонального резервування робочої поверхні розпилювача форсунки.....	39
3.1.2 Методика визначення гідрощільності розпилювача форсунки дизеля	40
3.1.3 Методика визначення циклової подачі розпилювача.....	41
3.2 Стендові випробування дизельного двигуна з серійними і модернізованими розпилювачами.....	43

4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ЇХ АНАЛІЗ	47
4.1	Обґрунтування геометричних параметрів модернізованого розпилювача форсунки	47
4.2	Аналіз результатів випробувань серійних і модернізованих розпилювачів форсунок дизелів	48
4.2.1	Аналіз результатів випробувань розпилювачів форсунок на гідравлічну щільність	48
4.2.2	Аналіз результатів зміни циклової подачі серійних і модернізованих розпилювачів форсунок.....	50
4.3	Стендові випробування дизельного двигуна з серійними і модернізованими розпилювачами форсунок	52
4.4	Висновки до розділу.....	55
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	57
5.1	Правила техніки безпеки під час випробування системи паливоподачі дизельного двигуна	57
5.2	Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм під час випробування паливної апаратури двигуна Д-240.....	58
5.3	Екологічна безпека.....	60
5.4	Висновки до розділу.....	62
6	РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	63
6.1	Методика розрахунку економічної ефективності під час модернізації форсунки серії ФД-22 дизельного двигуна Д-240	63
6.2	Висновки до розділу.....	66
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	67
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

ВСТУП

Ефективність роботи автотракторної техніки визначається не лише технічним станом їх енергетичних установок, а й умовами експлуатації, рівнем завантаження і тривалістю їх роботи на неусталених режимах. Особливу увагу, за оцінками дослідників, заслуговують універсальні трактори, які виконують більше 80% загального річного обсягу робіт, але при цьому їх двигуни завантажені лише на 45...50 % [25].

Показники ефективності використання дизельних двигунів сільськогосподарської техніки (ДДСГТ) визначаються рівнем експлуатаційної надійності і працездатності паливної апаратури (ПА), на частку відмов якої припадає 20...50% загальної кількості відмов. При цьому значна частина всіх відмов ПА відбувається через відмови дизельних форсунок (ДФ).

Надійність ДФ обумовлена стабільністю показників довговічності і безвідмовності їх розпилювачів. Аналіз показує, що залежно від умов експлуатації ресурс розпилювачів форсунок паливної апаратури (РФПА) становить 1500...2500 мото-годин, це в кілька разів нижче ресурсу плунжерних пар (ПП) паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і ДДСГТ в цілому. Низька працездатність РФПА пояснюється, перш за все, зміною вихідних властивостей, параметрів форми і геометрії робочих поверхонь у спряженнях циліндричної направляючої і конічної запірної частинах голки і корпусу РФПА. Це залежить як від конструктивно-технологічних особливостей РФПА, так і змінних властивостей дизельного палива, яке залежно від умов експлуатації забруднюється високодисперсними частинками дорожнього і польового пилу концентрацією 0,0002...0,063%.

Відхилення характеристик подачі палива РФПА від номінальних під час роботи на несталих і перехідних режимах призводить до зменшення потужності і збільшення питомої витрати палива дизельних двигунів.

Тому питання підвищення довговічності дизельних форсунок автотракторної техніки модернізацією голки розпилювача з метою поліпшення техні-

ко-економічних показників ДДСГТ становить практичний інтерес і є актуальними.

Мета дослідження – підвищення довговічності роботи дизельних форсунок автотракторної техніки завдяки модернізації голки розпилювача.

Завдання дослідження:

1. На основі аналізу теоретичних і експериментальних досліджень розробити спосіб підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів автотракторної техніки.

2. Встановити аналітичну залежність впливу параметрів подачі палива на основні експлуатаційні параметри ДДСГТ з урахуванням напрацювання форсунок.

3. Експериментально визначити швидкісні характеристики ПНВТ і залежність основних параметрів подачі палива дизельними форсунками із серійними і модернізованими розпилювачами від напрацювання. Провести порівняльні дослідження основних експлуатаційних параметрів ДДСГТ з серійними і модернізованими РФПА.

4. Розробити заходи щодо попередження виникнення травм під час випробування системи паливоподачі дизельного двигуна.

5. Виконати оцінку техніко-економічної ефективності запропонованих технічних рішень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес подачі палива форсунками дизельних двигунів автотракторної техніки.

Предмет дослідження – закономірності впливу модернізації дизельної форсунки на її довговічність і експлуатаційні параметри дизельних двигунів автотракторної техніки.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Огляд існуючих дизельних форсунок мобільних енергетичних засобів

Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей дизельних двигунів в значній мірі визначається працездатністю, рівнем експлуатації та надійності ПА. Періодичні зміни завантаженості тракторів викликають зміни не тільки режимів роботи дизельного двигуна, а й паливного насоса, який встановлює відповідно до завантаження трактора необхідні параметри подачі палива. Отримані математичні моделі показують, що істотний вплив на загальну витрату палива має циклова подача. У свою чергу циклова подача палива (ЦПТ) залежить від властивостей палива і конструктивно-технологічних параметрів розпилювача форсунок. Надійністю і довговічністю дизельних форсунок обумовлена стабільність роботи і безвідмовність показників розпилювачів форсунок. Аналіз показує, що залежно від умов експлуатації ресурс РФПА становить 1500...2500 мото-годин, це в кілька разів нижче ресурсу плунжерних пар ПНВТ і ДДСГТ в цілому. Низька працездатність РФПА пояснюється, перш за все, зміною вихідних властивостей, геометрією робочих поверхонь в спряженнях циліндричної направляючої і конічної запірної частин голки з корпусом РФПА.

Дизельні двигуни енергетичних засобів на 90...95% оснащені форсунками закритого типу, з штифтовими або безштифтовими розпилювачами [28].

На рисунку 1.1а зображена закрита форсунка, що встановлюється на двигуни типу ЯМЗ-240.

На рисунку 1.1 б приведена форсунка системи Common Rail фірми R. Bosch [29, 30, 31]. У цій форсунці гідравлічне управління замінене управлінням за допомогою електромагнітного клапана.

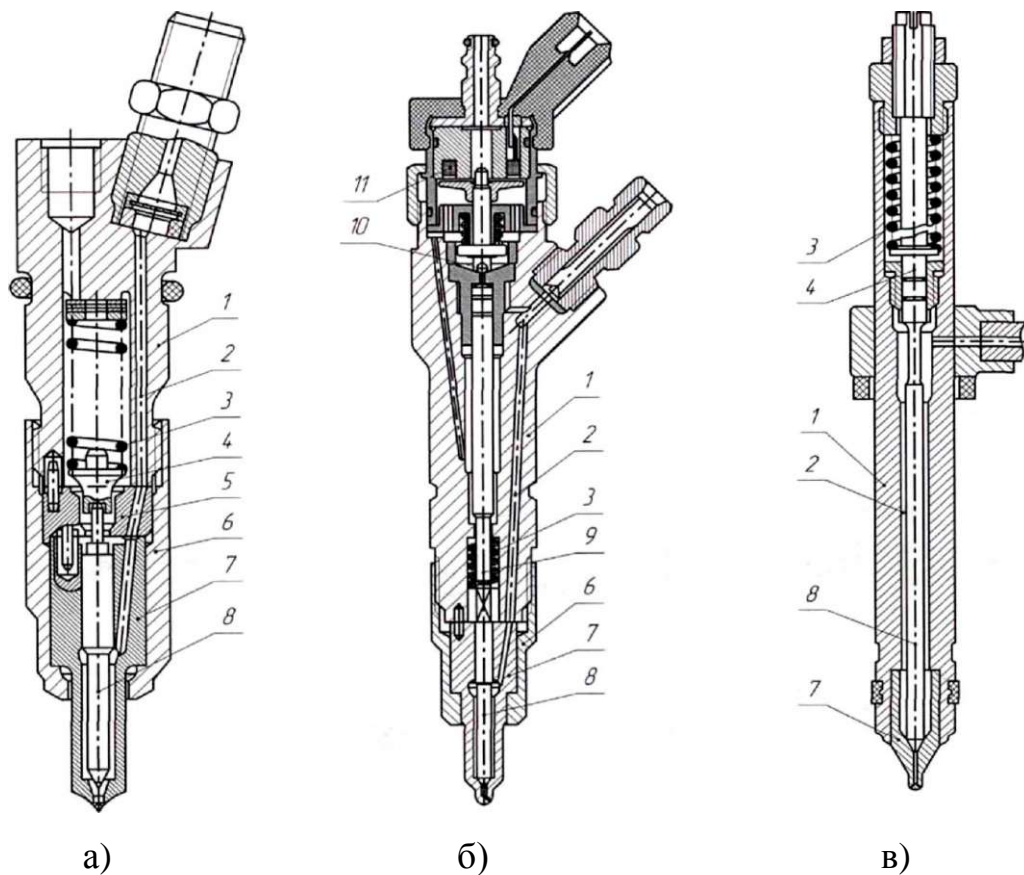


Рисунок 1.1 – Конструкції форсунок закритого типу автотракторних дизелів: а – ЯМЗ; б – R. Bosch; в – Rikardo.

1 - корпус; 2 - канал підведення палива; 3 - пружина замикання голки розпилювача; 4 - штанга; 5 - проставка; 6 - гайка розпилювача; 7 - корпус розпилювача; 8 - голка розпилювача; 9 - мультиплікатор замикання; 10 - кульковий керуючий клапан; 11 - електромагнітний клапан.

На рисунку 1.1 в зображена форсунка фірми Rikardo олівцевого типу, у якій прецизійна частина голки виконана на рівень вище рівня точки подачі палива до форсунки [11].

Форсунки (рис. 1.2), містять клапани, які відкриваються в потоці дизельного палива проти напрямку дії газів, що знаходяться в циліндрі, вони повністю промиваються паливом разом з пружиною і в них відсутня лінія відведення дизельного палива [11, 31].

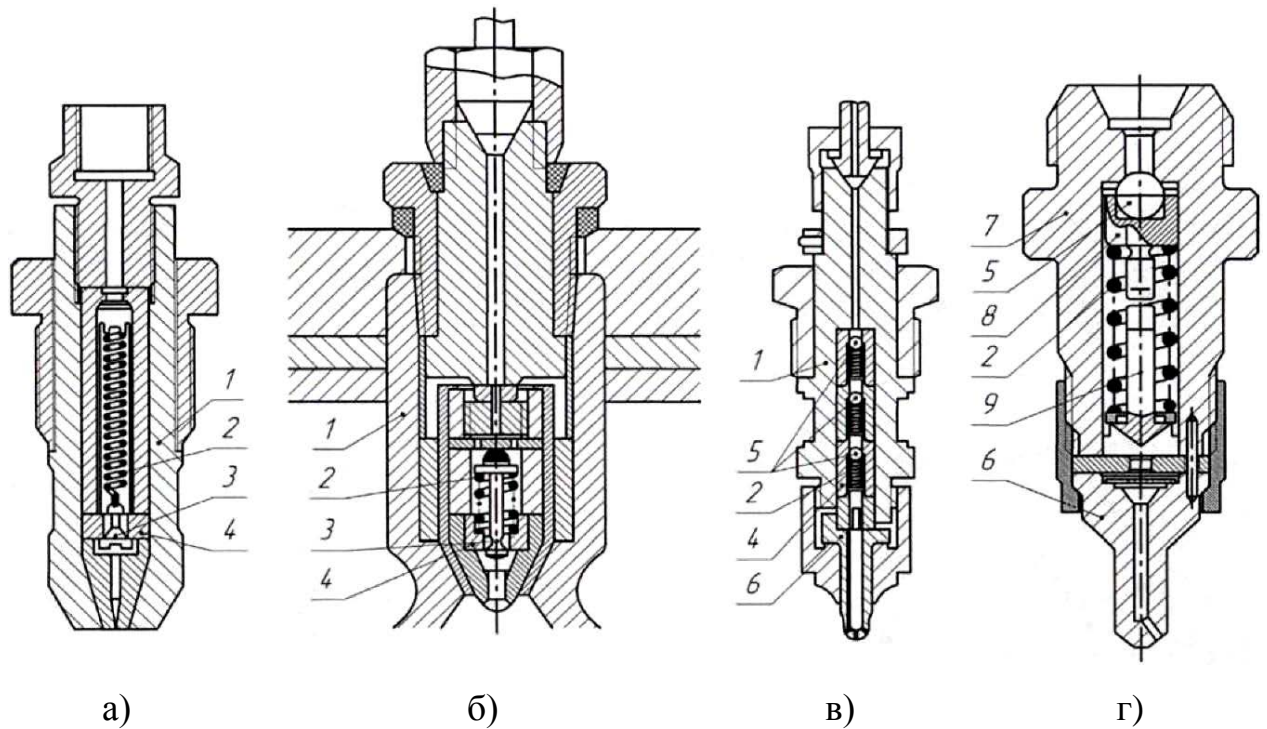


Рисунок 1.2 – Конструкції форсунок клапанного типу автотракторних дизелів: а – фірми Hanz-Endrassik; б – фірми Катерпіллер; в – двигуна «Рікардо»; г – дизельного двигуна розмірності В-2.

1 - корпус; 2 - пружина запірнього клапана; 3 - запірний клапан; 4 - сідло; 5 - кульковий клапан; 6 - розпилювач; 7 – корпус-сідло форсунки дизеля; 8 - грибок; 9 - обмежувач ходу клапана розпилювача форсунки.

На рисунку 1.2а представлена угорська клапанна форсунка дизеля Hanz-Endrassik, яка використовується на суднових і тепловозних дизелях. Форсунки, що використовуються в моделях форкамерних дизелів тракторів фірми Катерпіллер представлені на рис. 1.2б, верхні тарілки пружин цих дизельних форсунок розміщені в корпусі. Дизельні форсунки зі сферичним клапаном, «Рікардо» представлено на рис. 1.2 [11]. Дослідники І.В. Астахов, В.Є. Горбаневский розробили безпрецизійні клапанні форсунки дизельного двигуна (рис. 1.2г) [3, 8].

До основних недоліків форсунок з безпрецизійним клапаном належать: збільшений об'єм порожнини між сідлом розпилювача і клапаном розпилювача форсунки, збільшення об'єму дизельного палива перед розпилюванням

розпилювачем, втрати під час дроселювання клапана, що призводять до підтікання палива під час вприскування.

1.2 Аналіз причин погіршення ефективності роботи форсунок автотракторних дизелів

Надійність і довговічність ДФ обумовлені стабільністю показників роботи і безвідмовністю розпилювачів форсунок. Аналіз показує, що залежно від умов експлуатації ресурс розпилювачів форсунок паливної апаратури (РФПА) становить 1500...2500 мото-годин, це в кілька разів менше ресурсу плунжерних пар (ПП) паливного ПНВТ і ДДСГТ в цілому [5, 6]. Низька працездатність дизельної форсунки пояснюється, перш за все, зміною вихідних властивостей, параметрів форми і геометрії робочих поверхонь в спряженнях циліндричної направляючої і конічної запірної частин голки і корпусу розпилювача.

Характерними несправностями форсунок є [1, 4]:

- зниження тиску початку вприскування палива;
- негерметичність розпилювача по запірному конусу;
- порушення гідравлічної щільності розпилювача;
- закоксовування або спрацювання соплових отворів;
- зависання голки в корпусі розпилювача;
- збільшення ходу голки розпилювача.

Тиск вприскування палива визначає далекобійність струменя, кут конуса струменя і дисперсність розпилювання палива, які характеризують якість сумішоутворення. Дисперсність розпилювання палива визначає динаміку і швидкість випаровування палива, від якої залежить ефективність згорання паливоповітряної суміші в циліндрі двигуна. Зниження тиску вприскування палива відбувається внаслідок зносу контактуючих робочих поверхонь деталей форсунки і зменшення жорсткості пружини. У випадку зниження тиску

впорскування від номінального значення на 6,0...7,0 МПа витрата палива зростає на 20...25% [27].

Зміна герметичності розпилювача по запірному конусу голки розпилювача виникає внаслідок гідроабразивного впливу палива. Механічні частинки, проникаючи з паливом, викликають утворення рисок на робочих поверхнях розпилювача. В результаті, утворюються краплі палива на носику розпилювача, що призводить до нагароутворення, неповного згоряння палива, і збільшується витрата палива дизельного двигуна.

Значення зазору прецизійної пари «голка розпилювача - корпус розпилювача» між спряженими циліндричними поверхнями складає 0,6...2,5 мкм. Під час експлуатації відбувається зміна зазору внаслідок абразивного зношування циліндричних поверхонь. Механічні домішки, що знаходяться в паливі у зваженому стані, переміщуючись з великою швидкістю, і потрапляючи в зазор прецизійних пар розпилювача викликають спрацювання. Через збільшення зазору розпилювача гідрощільність знижується, підвищується витік палива. Таким чином погіршується процес сумішоутворення і згоряння палива в циліндрах, знижується потужність і економічність дизеля.

Під впливом високих температур і нестачі кисню в паливі фізико-хімічні процеси призводять до закоксування соплових отворів. Інтенсивність нагароутворення залежить від наступних факторів: проникнення продуктів згоряння в корпус розпилювача, хімічного складу палива, зниження тиску початку впорскування, значення зазору між носиком і запірною частиною голки розпилювача. Через нагароутворення зменшується ефективний прохідний перетин розпилювача, внаслідок чого форсунки впорскують менше палива, що порушує рівномірність подачі по циліндрах. Двигун працює нерівномірно, а його потужність знижується. Зменшення ефективного прохідного перерізу соплових отворів через закоксування на 20...25% призводить до зниження потужності на 6,5...8,0% [11].

В результаті попадання механічних частинок в зазор розпилювача, наявності фретінг-корозії, деформації корпусу розпилювача від монтажних зусиль

затягування гайки розпилювача або гайок кріплення форсунки на головці блока циліндрів дизеля відбувається зависання голки в корпусі розпилювача. Під час зависання у відкритому положенні голки розпилювача збільшується кількість палива, що поступає в циліндри двигуна, порушуються процеси згоряння. Зависання у закритому положенні голки розпилювача призводить до ненадходження палива в камеру згоряння, в результаті оберти колінчастого вала дизеля знижуються, а в паливній системі підвищується різко тиск, який може викликати появу тріщин в деталях ПНВТ.

У процесі експлуатації хід голки збільшується від номінального 0,2..0,35 мм. Спрацювання корпусу форсунки в місці контакту з верхнім торцем голки призводить до збільшення пропускної здатності форсунки, зростання витрати палива.

Антипов В.В. [2] вважає, що під час роботи розпилювачів відбувається відокремлення частинок розміром менше зазору розпилювача форсунки, які рухаючись з паливом викликають ерозійно-кавітаційне спрацювання. В основному зоною для гідроабразивного спрацювання розпилювача є прецизійна напрямна частина робочої поверхні розпилювача форсунки.

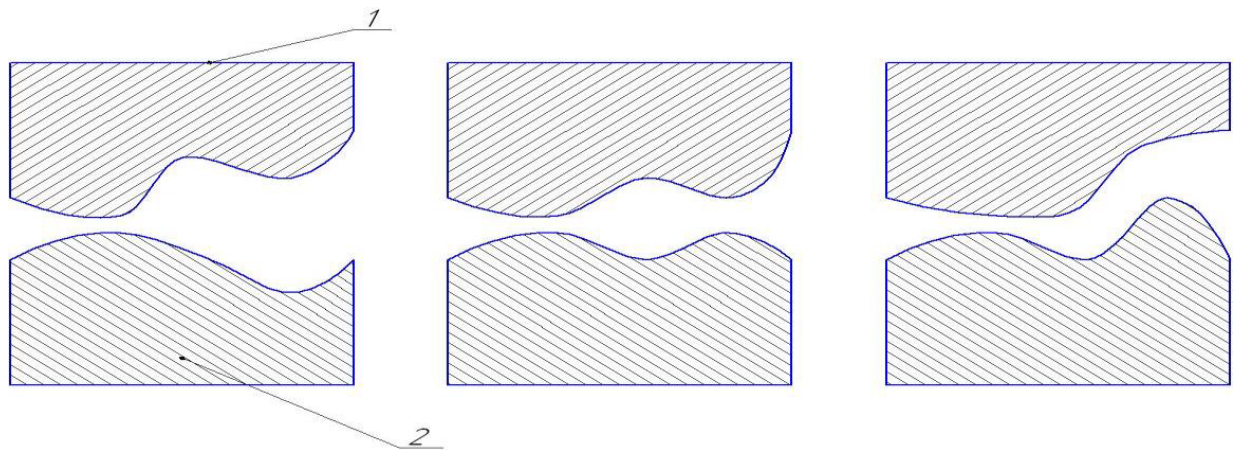


Рисунок 1.3 – Варіанти розташування мікронерівностей западини і виступу між робочими поверхнями голки і корпусу розпилювача форсунки: 1 - корпус; 2 - голка.

Під час транспортування до місць зберігання, а також під час заправки пил, що міститься в повітрі, вільно проникає в паливну систему.

Дизельне паливо в процесі його постачання забруднюється від 0,0002 до 0,0630%. В процесі експлуатації паливні фільтри не забезпечують в достатній мірі очистку, тонкість фільтрування погіршується і складає більше 7-9 мкм, згідно нормативів – 3 мкм.

За даними А.І. Селіванова [26] дизельне паливо містить 100-120 г домішок на 1000 кг палива. Вміст забруднюючих домішок коливається від 50 до 400 г/т в дизельному паливі, що не відстоялося.

До абразивних забруднюючих домішок дизельного палива відносять польовий і дорожній пил, 80% в основному складається з частинок кварцу, оксидів металів, атмосферного пилу, високодисперсних частинок металів. Домішки складаються із SiO_2 (кварцу), Al_2O_3 (глинозему), Fe_2O_3 (оксиду заліза) і Zn (цинку). Твердість цих частинок за шкалою Мооса дорівнює 6,5-9,0. Залежно від запиленості району і пори року кількість забруднюючих домішок досягає 200-300 г на 1 тону палива. Знос направляючої і запірної частин голки і корпуса розпилювача має місцевий характер (рис. 1.3), більше зношується запірний конус голки розпилювача. Дослідники [2, 3, 6, 17] визначили теоретично і експериментально, що на запірній частині голки розпилювача ударні навантаження від зусилля пружини форсунки сприймає робоча поверхня розпилювача, що додатково сприяє утворенню абразивних частинок.

У процесі експлуатації під дією різних факторів відбувається зміна форми макро- і мікрогеометрії робочих поверхонь прецизійних пар. У роботах Бахтіарова Н.І. [6], пояснюється механізм зношування прецизійних пар схоплюванням (холодними задирками), зминанням, фреттінг-процесом, руйнуванням поверхонь абразивними частинками, корозією, ерозією і кавітацією.

На думку Антипова В.В. [2], прецизійні пари піддаються одночасно кільком видам спрацювання: абразивному, кавітаційному, окислювальному, механічному (в результаті тертя і контактного схоплювання).

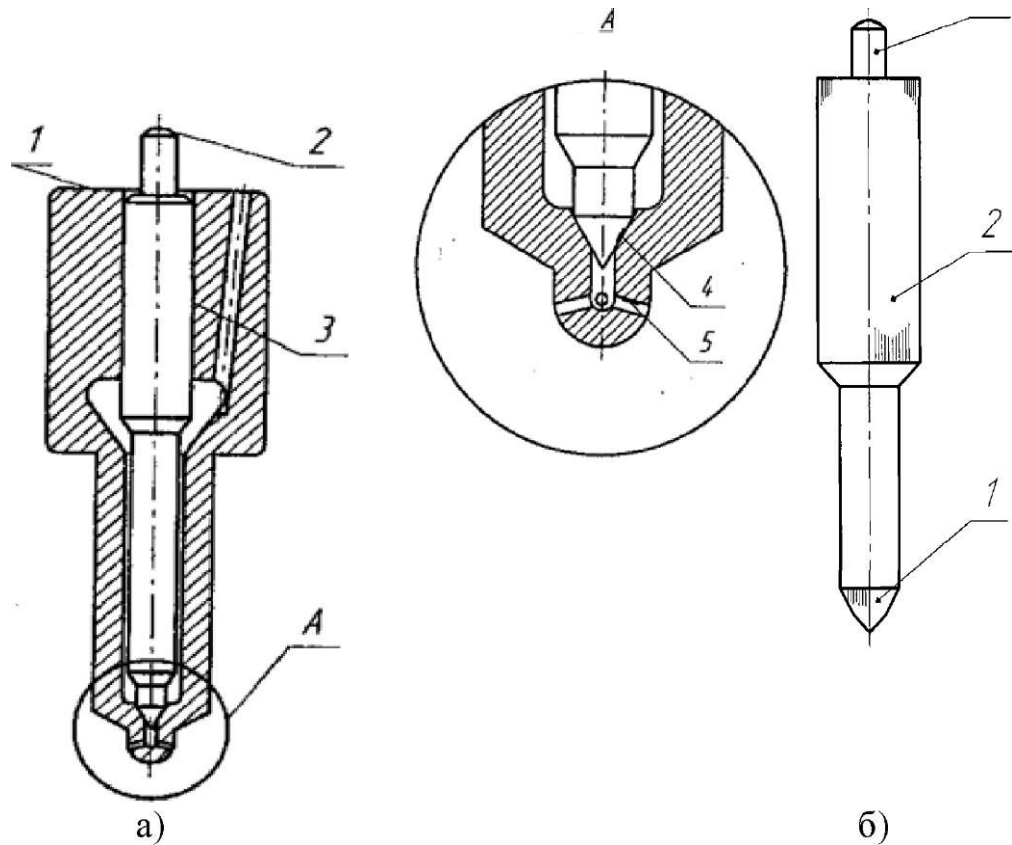


Рисунок 1.4 – Місця спрацювання робочих поверхнь форсунки: а) розпилювача: 1 - торець корпуса розпилювача; 2 - торець хвостовика голки; 3 - напрямна поверхня корпуса розпилювача; 4 - запірний конус корпуса розпилювача; 5 - соплові отвори; б) голки розпилювача: 1 - запірний конус голки розпилювача; 2 - циліндрична направляюча поверхня голки розпилювача; 3 - хвостовик голки розпилювача.

При цьому абразивне, кавітаційне і механічне є основними видами спрацювання і чинять незрівнянно більший вплив на працездатність прецизійних пар, ніж інші з перерахованих. Направляючу поверхню голки руйнує корозія, тобто наявність води в дизельному паливі, а також проникнення під високим тиском агресивних газів у випадку порушення герметичності запірної частини розпилювача форсунки (рис. 1.4). Корозія поширюється по всій поверхні у вигляді темних плям (виразок).

Робоча поверхня запірної сідла корпуса розпилювача спрацювується (50-80 мкм) у вигляді кільцевої канавки.

За даними авторів [7, 14, 19] на робочих поверхнях прецизійних деталей ПА спостерігаються пошкодження внаслідок різких коливань тиску дизельного палива в трубопроводі, що призводять до виразкових і кавітаційних пошкоджень металу. Виходячи з аналізу даних працездатності форсунок теоретично і експериментально встановлено, що процес спрацювання робочої поверхні розпилювача, складається з трьох етапів (рис. 1.5): припрацювання деталей, нормальна робота деталей і прискорене спрацювання деталей форсунки [14].

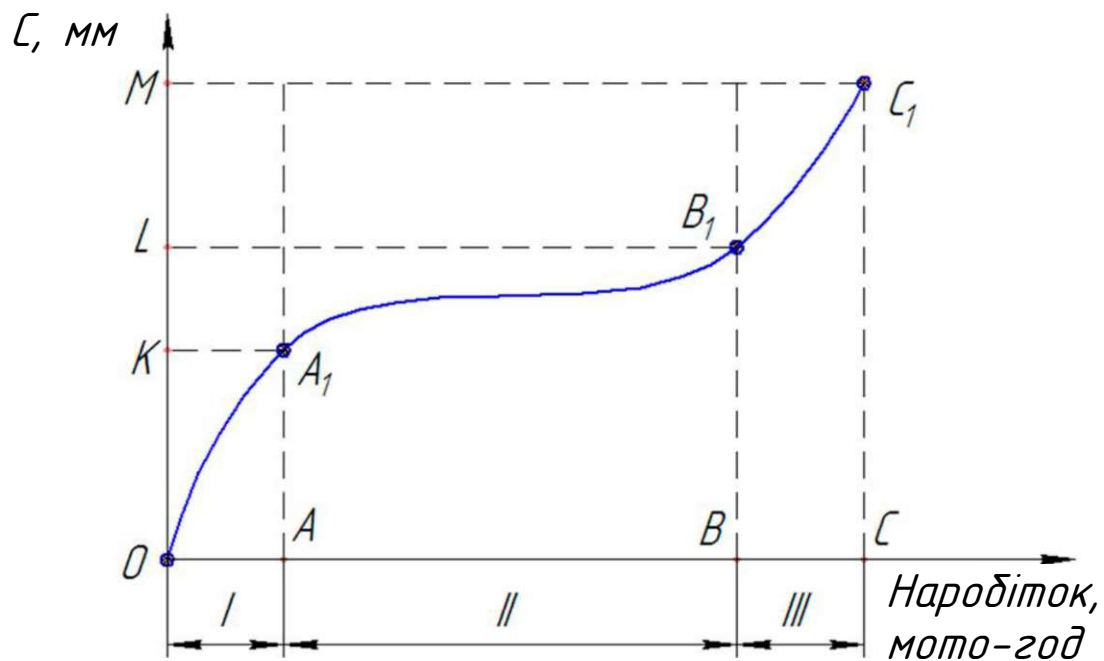


Рисунок 1.6 – Етапи спрацювання деталей в ході напрацювання: I - зона припрацювання, II - зона нормальної роботи, III - зона прискореного спрацювання

Форсунка розпилювача під час роботи піддається дії сил монтажу, змінного тиску палива у колодязі розпилювача, тиску пружини форсунки $P_{пр}$ та інерційних сил F (рис. 1.6).

Мікροдеформація корпусу розпилювача виникає від монтажу форсунки на двигуні, надмірного затягування гайки і від дії циклічних і температурних навантажень.

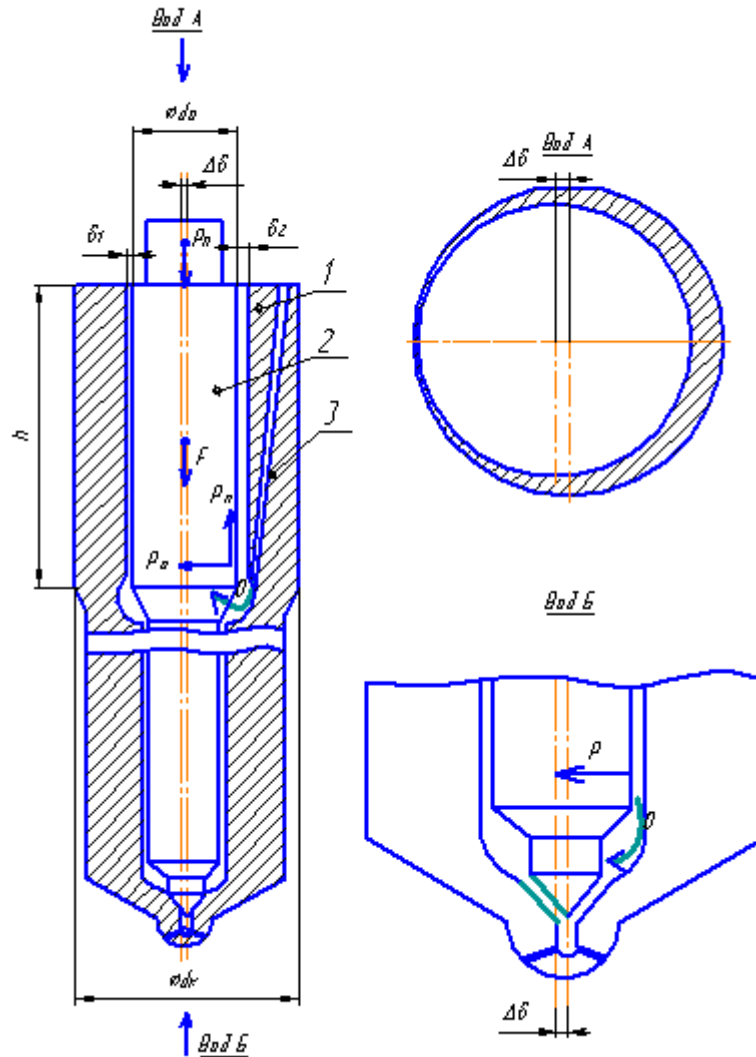


Рисунок 1.6 – Схема сил, що діють на розпилювач дизельної форсунки:
1 - корпус, 2 - голка, 3 – канал подачі палива.

У результаті погіршується рухомість голки розпилювача і герметичність її посадки на запірному конусі, порушується геометрія конуса і направляючого отвору для голки розпилювача.

1.3 Аналіз впливу параметрів форсунок на показники дизельного двигуна

Виробництво с.-г продукції пов'язане з використанням великого різноманіття енергетичних засобів, оснащених, як правило, дизельними двигунами. Під час реалізації технологічних процесів (ТП) енергозасіб, як один з

ключових елементів триєдиної системи академіка В.П. Горячкіна, є головним і основним джерелом витрат на виробництво продукції. Показники економічності дизельних двигунів енергетичних засобів (ДДСГТ) в процесі експлуатації істотно змінюються. Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей ДДСГТ в значній мірі визначається працездатністю, рівнем експлуатації та надійності паливної апаратури.

У сучасних умовах до характеристик дизелів ставиться ряд досить жорстких вимог. Пріоритетними вважаються паливна ефективність і токсичність відпрацьованих газів. Потреба в економній витраті палива зумовлена тривалим виснаженням світових запасів нафти, зростанням цін на нафтопродукти і збільшенням викидів в атмосферу вуглекислого газу CO_2 . Тому особлива увага приділяється паливній економічності під час удосконалення дизельних двигунів. Із введенням підвищених вимог екологічних норм систем автоматичного управління і регулювання ПА нових поколінь автомобілів продовжує зростати кількість дизелів у світовому автопарку.

Економічність дизеля визначається загальноприйнятими показниками: питомою ефективною витратою палива за зовнішньою швидкісною характеристикою (ЗШХ) – на номінальному режимі і режимі максимального крутного моменту. У кращих високооборотних дизельних двигунах зарубіжного виробництва мінімальна питома витрата палива g_e становить 190...192 г/(кВт-год), а у вітчизняних – 210...230 г/(кВт-год) [1]. Транспортні дизелі, працюючи в широкому діапазоні режимів (на режимах з малою швидкістю, на режимах часткового навантаження), основні показники їх роботи зазвичай погіршуються.

Виходячи з аналізу досліджень видно, що основними причинами зниження експлуатаційних показників дизельних двигунів є відхилення від оптимальних значень параметрів робочого циклу дизеля. Через параметри подачі палива в експлуатації відбуваються зміни в механізмах і системах дизельного двигуна.

Аналіз відмов показує, що понад 60% всіх відмов пов'язано з двигуном. Відмови дизельних двигунів пов'язані з виходом з ладу паливної системи. Паливна апаратура є однією з найбільш відповідальних і найменш надійних систем дизельних двигунів. Порушення режиму її роботи до певної міри не проявляється і двигун працює в зміненому режимі, що призводить до перевищити палива, втрати потужності і зниження ресурсу інших його вузлів.

До числа головних причин, що призводять до зниження експлуатаційних показників роботи автотракторних дизелів є нерівномірність подачі дизельного палива по циліндрах двигуна, яка сягає до 20%.

Сільськогосподарські машини працюють з високою інтенсивністю порівняно невеликі проміжки часу, причому простої ведуть за собою значні збитки, а зниження потужності двигуна негативно позначається на продуктивності агрегату.

Дослідження А. В. Ніколаєнка, Н. І. Бахтіярова, Б. Н. Фаєнлейба [6, 27] показали, що через підвищення нерівномірності міжциклової подачі на 3% годинна витрата палива збільшується на 1...2% на енергоємних операціях. Підвищення нерівномірності подачі палива до 18% призводить до збільшення витрати на 6%, таким чином, зниження нерівномірності подачі палива є важливим чинником для поліпшення ідентичності потоку робочого процесу в циліндрах дизельного двигуна.

Міжциклова нестабільність ПА обумовлена коливними процесами на лінії подачі насоса, відсутністю залишкового тиску у паливопроводі високого тиску і нестійкою роботою рухомих частин ПА (голка розпилувача і нагнітальний клапан), внаслідок чого відбувається заклинювання або "захоплення" цих частин.

Нерівномірність циклової подачі палива по секціях ПНВТ визначається декількома чинниками [27]: різними режимами і умовами роботи дизельного двигуна, технічним станом прецизійних деталей паливної системи, умовами випробування, режимами і регулюваннями ПНВТ на стенді, а також температурним режимом.



Рисунок 1.7 – Чинники, що впливають на стан паливної системи

З аналізу схеми (рис. 1.7) видно, що в результаті впливу перерахованих чинників на елементи ПС відбувалися зміни розмірів і форм деталей, змінилася шорсткість, механічні властивості і зносостійкість, утворення рисок, знос, подряпин і інших дефектів. Таким чином, показники ДДСГТ в умовах експлуатації відрізняються від встановлених технічними умовами заводу виробника.

Зниження витрати палива дизельного двигуна відразу на декількох експлуатаційних режимах покращує паливно-економічні показники і є найкращим засобом. Необхідні комплексні дослідження основних причин неідентичності параметрів подачі палива ПНВТ і на основі їх аналізу слід розробити

засоби і методи їх покращення, що є головним під час виконання ремонтних і обслуговуючих робіт.

1.4 Дослідження впливу режимів роботи дизельних двигунів на показники сільськогосподарської техніки

Сільськогосподарські машини виконують різноманітні роботи: транспортні, польові, стаціонарні і т.д. Всі вони відрізняються навантаженням на двигун, тривалістю його функціонування і часом використання машини на певній роботі. Всі роботи з точки зору зміни навантаження на двигун можна звести до наступних видів: роботи машинно-тракторного агрегату під час робочого ходу (основний вид, що характеризує високий ступінь завантаження двигуна); коли двигун працює на холостому ході машинно-тракторного агрегату; робота двигуна під час зупинок, стоянок та на холостому ході.

Внаслідок значних коливань тягового опору (неусталеного характеру навантаження) оптимальне значення ступеня завантаження дизельного двигуна не може бути рівним одиниці. Під час нормування механізованих польових робіт і виконання розрахунків ступінь завантаження гусеничного трактора вибирається в межах 90–94%. За оптимальну ступінь навантаження двигуна трактора загального призначення прийнято 0,92. Найбільш досяжне змінне завантаження двигунів гусеничних тракторів приймається 0,78 [19, 27].

За даними статистичного аналізу і за фактичній питомій вазі робіт, що виконуються протягом року на транспортні роботи припадає 25-27% від загального бюджету часу. Середнє завантаження двигуна за добу на транспортних роботах становить 0,6. Роботи, що виконуються в польових умовах в загальному комплексі складають 63% і 11% припадає на інші роботи (стаціонарні, земляні, вантажно-розвантажувальні та ін.) [19, 27].

Найбільше завантаження двигуна мобільного енергетичного засобу (77,3%) припадає на вересень, а найменше (66,5%) – на січень.

Колісні трактори тягових класів 1,4 і 9 мають середнє завантаження двигуна за рік 69% і 59% відповідно.

Велике різноманіттям робіт, що виконуються мобільними енергетичними засобами, і високий ступінь нерівномірності робіт, а також сезонність завантаження зумовлюють підвищення коливань на різних режимах експлуатації дизельного двигуна, викликаних нестабільністю операцій (короткочасні пуски і тривалі простої двигуна, викликані розгоном і гальмуванням машини, короткочасні перевантаження двигуна) [27].

Роботи автотракторних дизельних двигунів ділять на усталені режими, у яких з плином часу їх основні показники не змінюються, і неусталені режими при яких з плином часу основні показники змінюються (одночасно всі або один з них).

Під час усталених режимів, робота двигуна відповідає умові незмінності в часі основних параметрів, що визначають його робочі процеси (ω , α , η , v , η_i , η_m і т. д.). В цьому випадку статистична рівновага визначається різницею між крутним моментом і моментом опору [19, 27]:

$$M_k - M_o = 0. \quad (1.1)$$

Мобільні агрегати в умовах сільськогосподарського виробництва більшу частину часу (до 90%) працюють на неусталених режимах.

Усталений режим може мати місце тільки під час рівномірного руху і постійних значеннях зовнішніх опорів, чому сприяє стабільність кутових швидкостей ω_θ і ω_k , незмінність приведенного коефіцієнта опору ψ і параметрів k , F , V^2 . Ці умови під час експлуатації сільськогосподарських машин практично не виконуються через нестабільність багатьох чинників і в першу чергу моменту опору роботи МТА. Тяговий опір робочої частини агрегату з різними сільськогосподарськими знаряддями носять випадковий характер. Їх значення розподіляються за нормальним законом і коливаються в досить широкі межі. Ступінь нерівномірності навантаження тракторних агрегатів коливається від 0,12 до 0,35; при цьому в залежності від швидкості руху агрегату навантаження змінюється як по амплітуді, так і по частоті. Із зростан-

ням швидкості руху агрегату період коливань і ступінь нерівномірності тягового опору із збільшенням частоти коливань зменшується. В процесі експлуатації відбувається постійне маніпулювання органами управління машини під час виконання різних сільськогосподарських робіт, що щоразу призводить до зміни режиму роботи МТА [27].

Робота енергетичних установок транспортних агрегатів супроводжується рядом особливостей, обумовлених неусталеним характером процесу і їх недовантаженням (ступінь завантаження двигунів більшості тракторних агрегатів знаходиться в межах 48-70%).

Протікання робочого процесу автотракторних двигунів на неусталених режимах відрізняється низкою суттєвих особливостей. Інерційні явища при цьому позначаються не тільки на вихідних показниках двигуна, але і на показниках робочого циклу. На неусталених режимах, крім того, змінюються процеси наповнення, подачі палива, має відмінності характер тепловиділення і теплопередачі, зростають динамічні показники циклу, погіршується робота мастильної системи.

Основною ознакою роботи двигунів на неусталених режимах є порушення статичної рівноваги [19, 27]:

$$M_k - M_o = \pm J_o \frac{d\omega}{dt}, \quad (1.2)$$

де J_o – приведений момент інерції двигуна і поєднаних з ним агрегатів.

Порушення зазначеної рівноваги призводить до зміни кутової швидкості обертання вала двигуна і пов'язаних з ним агрегатів.

З усього різноманіття перехідних процесів найхарактернішими є ті, які викликають зміни циклової подача палива і моменту опору M_o .

Таким чином, неусталені режими роботи двигунів, які є характерними для більшості видів сільськогосподарських робіт, відносяться до числа основних факторів, що інтенсифікують теплову та динамічну напруженість дизелів, що прискорюють спрацювання основних вузлів деталей. Останні обста-

вини в кінцевому підсумку ведуть до погіршення показників безвідмовності і довговічності виробів в процесі їх експлуатації.

1.5 Мета і завдання дослідження

Мета дослідження – підвищення довговічності роботи дизельних форсунок автотракторної техніки завдяки модернізації голки розпилювача.

Завдання дослідження:

1. На основі аналізу теоретичних і експериментальних досліджень розробити спосіб підвищення довговічності форсунок дизельних двигунів автотракторної техніки.

2. Встановити аналітичну залежність впливу параметрів подачі палива на основні експлуатаційні параметри ДДСГТ з урахуванням напрацювання форсунок.

3. Експериментально визначити швидкісні характеристики ПНВТ і залежність основних параметрів подачі палива дизельними форсунками із серійними і модернізованими розпилювачами від напрацювання. Провести порівняльні дослідження основних експлуатаційних параметрів ДДСГТ з серійними і модернізованими РФПА.

4. Розробити заходи щодо попередження виникнення травм під час випробування системи паливоподачі дизельного двигуна.

5. Виконати оцінку техніко-економічної ефективності запропонованих технічних рішень.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ФОРСУНОК ДИЗЕЛІВ

2.1 Обґрунтування способів підвищення довговічності форсунок автотракторних дизелів

Як показав аналіз досліджень, основними причинами погіршення параметрів ДДСГТ є відхилення подачі палива від оптимальних значень. Від технічного стану ПА автотракторних двигунів залежать показники економічності. Підвищена увага приділяється зниженню споживання палива під час вдосконалення дизельних двигунів [18, 23].

Основними причинами зниження економічних, потужних і екологічних показників дизельного двигуна є: якість дизельного палива, напрацювання, недосконалість методів технічного обслуговування і засобів ремонту. Отримані математичні моделі показують, що істотний вплив на загальну витрату палива має циклова подача. У свою чергу ЦПП залежить від властивостей палива і конструктивно-технологічних параметрів розпилювача форсунки. Довговічність і безвідмовність форсунок дизельних двигунів визначені стабільністю роботи розпилювача форсунок [5].

Складовими частинами форсунки є вузли та деталі у вигляді штанги, пружини, гайки, голки і корпуса розпилювача. Властивості поверхневого шару і форма деталей є визначальними параметрами розпилювача. Поява дефектів робочих поверхонь розпилювача є причиною погіршення технічного стану ПС. Робочі поверхні голки і корпуса розпилювача, контактуючи між собою, забезпечують подачу палива під високим тиском.

Форсунка є частиною паливної апаратури, яка є самостійною складною технічною системою, її представимо у вигляді ієрархічної схеми (рис. 2.1).

Тому робоча поверхня деталей розпилювача є визначальним параметром під час формування надійності для даної групи деталей. Шляхи підвищення довговічності форсунки представимо у вигляді схеми (рис. 2.2).

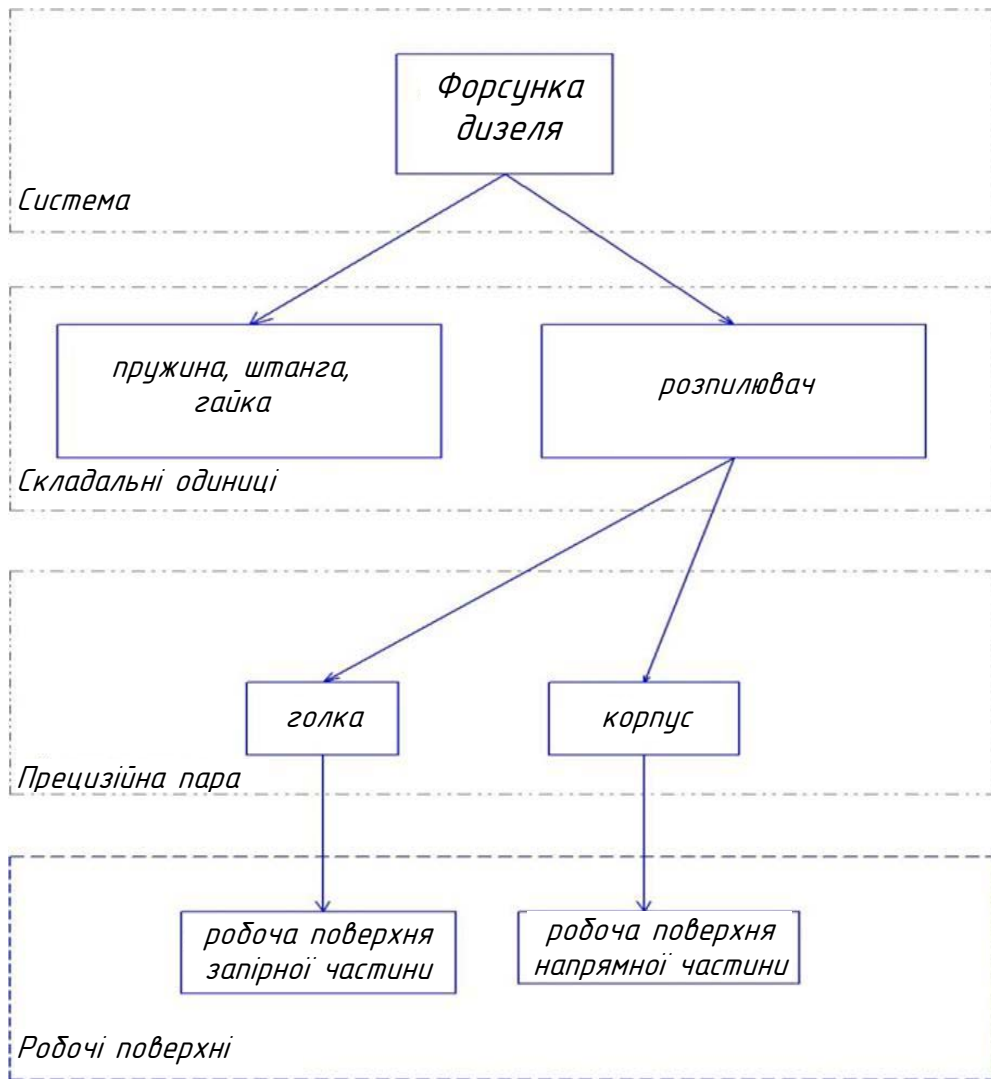


Рисунок 2.1 – Ієрархічна схема дизельної форсунки

До причин, що призводять до спрацювання робочих поверхонь розпилювача, а також зміни форми відносяться такі чинники: властивості робочих поверхонь деталей розпилювача форсунки, режими роботи і якість палива.

Для переходу до опису характеристик визначимо функціональну залежність між інтенсивністю спрацювання спряжених поверхонь прецизійних пар і напрацюванням.

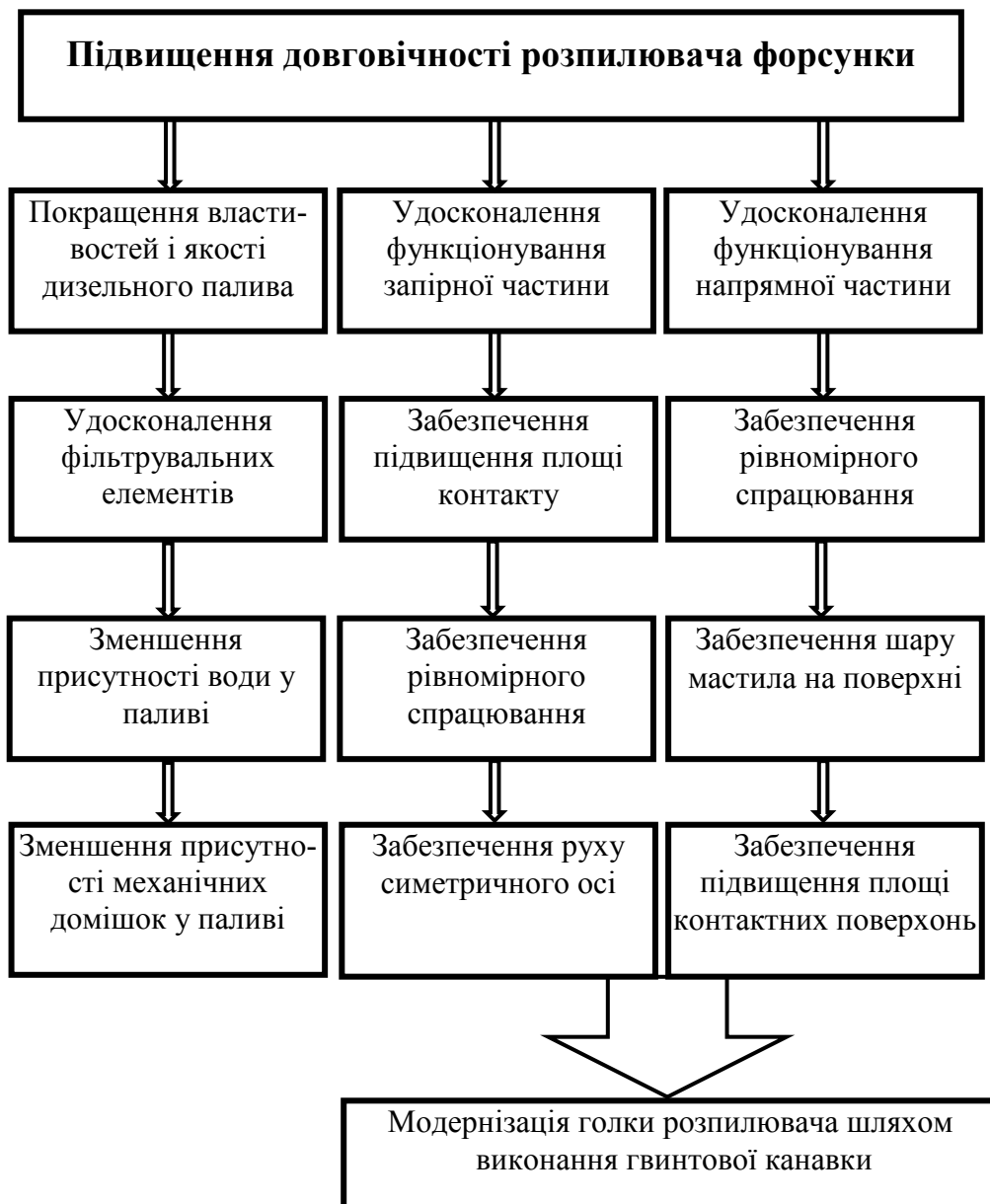


Рисунок 2.2 – Схема підвищення довговічності розпилювача форсунки

Властивості робочих поверхонь деталі (K_1) характеризуються такими параметрами: мікротвердістю робочої поверхні (H_v), шорсткістю робочої поверхні (R_a) і коефіцієнтом тертя робочих поверхонь деталей (k), які перебувають у функціональній залежності:

$$K_1 = f(H_v, R_a, k). \quad (2.1)$$

Режими роботи форсунки (K_2) залежать від наступних параметрів: частоти ходу голки (ν), гідравлічної щільності прецизійної пари (τ), циклової подачі палива (q_u), що описуються функціональною залежністю:

$$K_2 = f(\nu, \tau, q_u). \quad (2.2)$$

Середовище, в якому відбувається контактування деталей розпилювача форсунки, – дизельне паливо (K_3) характеризується такими параметрами як концентрація абразиву в паливі (C), температура дизельного палива (T) і в'язкість дизельного палива (η), які можуть бути представлені у вигляді такої функціональної залежності:

$$K_3 = f(C, T, \eta). \quad (2.3)$$

Виходячи з вище викладеного, ресурс форсунки можна представити у вигляді залежності:

$$U = f(K_1, K_2, K_3). \quad (2.4)$$

Циклова подача є основним параметром характеристики форсунки, яка залежить від робочої поверхні голки і корпусу розпилювача, що контактують між собою, забезпечуючи подачу палива під високим тиском.

Для встановлення функціональної залежності прецизійних пар використаємо вираз для гідравлічної щільності прецизійних пар [19]:

$$\tau = \tau_0 \cdot A^{-kt}, \quad (2.5)$$

де τ_0 – вихідна гідравлічна щільність прецизійних пар;

A – постійна величина, яка характеризує вплив початкової гідравлічної щільності прецизійних пар;

k – коефіцієнт, який визначає швидкість спрацювання прецизійних пар;

t – тривалість експлуатації (напрацювання).

Логарифмуючи цей вираз, отримаємо ресурс роботи прецизійних пар:

$$t_{\text{спн}} = \frac{\log \tau_0 - \log \tau_{\text{спн}}}{k \cdot \log A}, \quad (2.6)$$

де $\tau_{\text{спн}}$ – гранично допустима під час експлуатації гідравлічна щільність.

Відхилення основних параметрів подачі палива розпилювачів форсунки від номінальних (негерметичність по запірному конусу, порушення гідравлічної щільності, закоксування або спрацювання соплових отворів, зависання голки в корпусі розпилювача і збільшення її ходу) під час роботи на перехідних і неусталених режимах призводить до зниження економічності і підвищення питомої витрати палива дизельного двигуна.

2.2 Аналіз дослідження відмов розпилювача форсунок дизелів

На протікання палива по каналах прецизійних пар розпилювача форсунок впливають граничні умови, що визначаються силами молекулярної взаємодії. Молекулярні сили діють як на межі розділу рідкої, так і на межі твердої фаз. На робочій поверхні розпилювача форсунок під дією молекулярних сил між корпусом і голкою розпилювача відбувається адсорбція полярних молекул і фракцій рідини на робочі поверхні прецизійних деталей, на яких з часом утворюється поверхневий шар. Ці шари мають підвищену в'язкість, яка відрізняється властивостями об'ємної в'язкості і розмірами молекул. При відомих значеннях товщини шару складові шари рідини набувають властивостей пружної міцності на зсув. Дане явище називається облітерацією (заростанням) капілярних каналів і щілин прецизійних пар. Облітерація це складний фізико-хімічний процес, який визначається адсорбцією полярно активних молекул рідини на металевих поверхнях каналів і щілин, а також осадженням інших більш активних компонентів палива [9, 11].

На швидкість облітерації прецизійних пар і характер протікання рідини через зазор голки і корпуса розпилювача впливає ступінь забрудненості палива твердими і в'язкими речовинами. З однієї сторони, фільтруючись в щілині, механічні домішки в паливі засмічують її, а з іншої сторони утворюються багат шарові адсорбції молекул полярної рідини на поверхнях щілини. Процес облітерації щілини відбувається інтенсивно особливо, коли об'єм частинок забруднюючої речовини можна порівняти з розміром щілини. Повна

облітерація зазвичай відбувається не більше 1 хвилини. Проте повна облітерація (зарощування) щілини прецизійних пар може статися тільки за деяких умов, які пов'язані з активністю поверхневого шару. Зазор стрімко зменшується при збільшенні відстані по нормалі до нього [8, 9].

Таки чином, зусилля злипання молекул палива з робочою поверхнею зазору і одного з одним буде різною по товщині облітеруючого шару. За певної товщини адсорбційного покриття на робочій поверхні прецизійної пари в середньому шарі молекули стають настільки рихлими, що не можуть протистояти зусиллю зсуву під впливом сили рідини [11].

Із зменшенням зазору до певного розміру товщина квазітвердих шарів стає такою, що вони можуть закриватися і рух (потік) рідини через щілину припиняється. Що стосується об'єкта дослідження, розпилювача дизельної форсунки, то ці умови призводять до прихоплювання і зависання голки і припинення її руху [13]. Облітерація може бути ілюстрована схемою, представленою на рисунку 2.3.

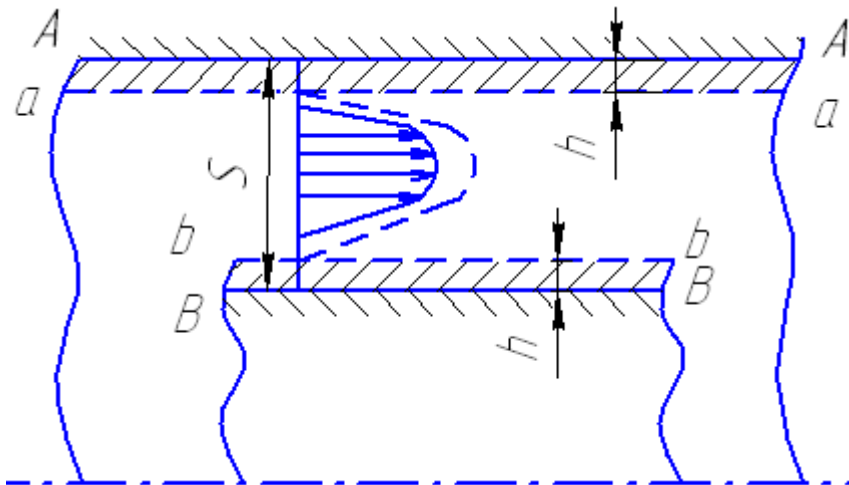


Рисунок 2.3 – Схема облітерації кільцевих щілин

Між твердими поверхнями AA і BB є шар рідини товщиною S; aa і bb це полярні молекули товщиною h, які представляють собою межі фіксованих нашарувань. Швидкості течій різних шарів рідини при цих нашаруваннях показано на рисунку суцільною лінією і без нашарування – пунктирною лінією.

З наведеної схеми видно, що зовнішній ефект даного явища еквівалентний звуженню щілини. У разі, коли товщина облітеруючого шару значно менша розміру зазору прецизійної пари, цей шар не робить помітного впливу на протікання рідини через зазор розпилювача. У міру зменшення зазору товщина облітеруючих шарів, що володіють властивостями квазітвердого тіла, стає спільномірною з розмірами останнього. В результаті чого відбувається помітне зменшення живого перетину щілини і, відповідно, зменшення потоку рідини через зазор розпилювача. Проте повна облітерація зазору між голкою і корпусом розпилювача може статися тільки за певних умов, коли активність поверхневого поля щілини зменшується зі збільшенням відстані по нормалі до неї. Очевидно, що для щілини шириною S повна облітерація настане за умови:

$$S = 2h, \quad (2.7)$$

де h – товщина нашарування полярно активних молекул, мк.

Оскільки товщина прикордонного шару, що визначає облітерацію щілини дорівнює 1,5 мк, то повна облітерація відбудеться лише у вузьких зазорах (близько 6-8 мк).

Як показав аналіз досліджень, через динамічні позацентрові стисні імпульси, що діють на голку розпилювача, відбувається її перекид при осьових переміщеннях P_0 , коли рідина з малого зазору видавлюється $\delta_2 > \delta_1$. Голка розпилювача, рухаючись з великим перекосом $\Delta\delta = \delta_2 - \delta_1$, притискається до корпусу розпилювача, існує велика ймовірність контакту між голкою і корпусом розпилювача за типом «метал по металу», що сприяє «прихоплюванню» і «зависанню» (рис. 2.4).

З механіки відомо, що при осьовому переміщенні циліндричних тіл без наявності стабілізуючих сил переміщення стає нестійким, таких стабілізуючих сил, в даних конструкціях не існує, оскільки постійна наявність рівномірної плівки палива мало ймовірна на порівняно великій довжині робочої поверхні спряження голки з корпусом розпилювача.

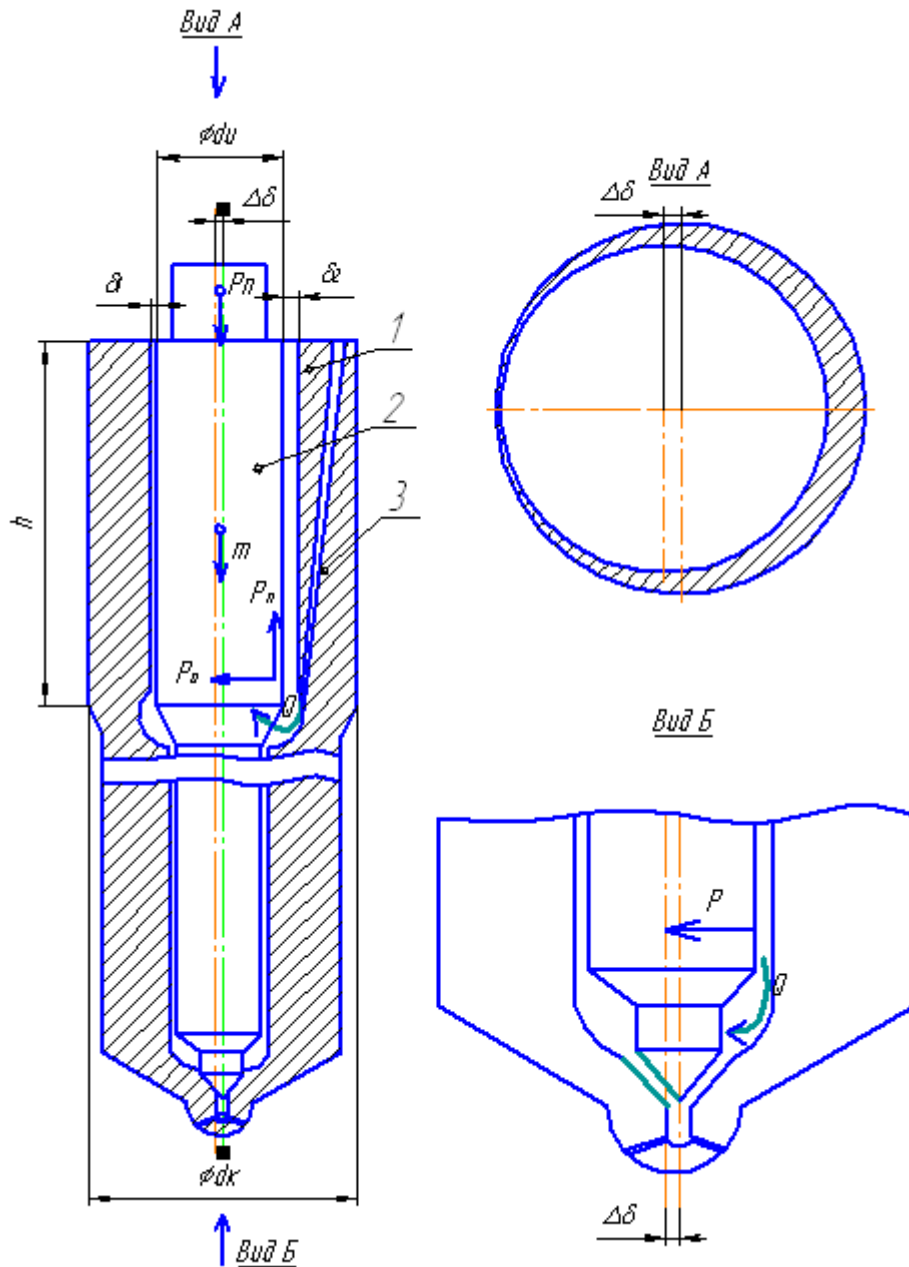


Рисунок 2.4 – Схема сил, діючих на голку розпилювача: 1 - корпус; 2- голка; 3 - паливоподаючий канал

2.3 Визначення залежності параметрів подачі палива від основних експлуатаційних показників з урахуванням напрацювання дизеля

Виходячи з аналізу досліджень, основними причинами погіршення параметрів дизельного двигуна сільськогосподарської техніки є відхилення подачі палива від оптимальних значень. Зниження потужності, підвищення ви-

трати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей в значній мірі визначається працездатністю, рівнем експлуатації та надійністю паливної апаратури [10, 21].

Загальноприйнятими показниками паливної економічності дизелів є: N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; g_e – питома витрата палива, г/кВтгод; $M_{кр}$ – крутний момент на валу двигуна, Нм; G_m – годинна витрата палива, кг/год.

Потужність ДДСГТ залежить від крутного моменту на валу двигуна, отриманого на гальмівному стенді $M_{кр}$, і частоти обертання вала двигуна n

$$N_e = 0,105M_{кр}n. \quad (2.8)$$

Питома витрата палива визначається за формулою [1]:

$$g_e = \frac{G_m}{N_e}. \quad (2.9)$$

Тоді шукана циклова подача в г/цикл визначається за формулою [1]:

$$q_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120ni}, \quad (2.10)$$

де τ – тактність; i – число циліндрів.

З врахуванням відомих величин для дизельного двигуна годинну витрату палива можна визначити з виразу:

$$G_m = 8,33q_{\text{ц}}n. \quad (2.11)$$

Ідентичність подачі палива по циліндрах оцінюється за величиною нерівномірності циклової подачі палива (%):

$$\delta = (q_{\text{цmax}} - q_{\text{цmin}})100/q_{\text{цср}}, \quad (2.12)$$

де $q_{\text{цmax}}$, $q_{\text{цmin}}$, $q_{\text{цср}}$ – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення циклової подачі палива.

З аналізу теоретичних досліджень А.В. Ніколаєнка, Н.І. Бахтіярова видно, що істотний вплив на економічність має циклова подача палива і якість його підготовки для здійснення робочого процесу дизеля. Встановлено осно-

вні параметри, що впливають на циклову подачу у вигляді функціональної залежності:

$$q_u = f(P_n, \varphi, \Gamma_n, \mu f, h), \quad (2.13)$$

де P_n – тиск початку впорскування палива, МПа; φ – тривалість впорскування, град. пов.к.в.д.; Γ_n – гідравлічна щільність розпилувача, с; μf – ефективний прохідний перетин, мм²; h – хід голки, мм;

Тиск впорскування палива визначає далекобійність струменя, кут конуса струменя і дисперсність розпилування палива. Відомо, що у випадку зносу контактуючих поверхонь деталей форсунки і зменшення жорсткості пружини відбувається зниження тиску впорскування. Із зниженням тиску впорскування на 6,0...7,0 МПа від номінального значення витрата палива зростає на 20...25 %.

Для дизелів дійсна тривалість впорскування становить 14...15° по куту повороту колінчастого вала. У випадку збільшення тривалості впорскування значної кількості палива в камеру згоряння двигуна під час ходу розширення, знижуються швидкість наростання тиску і максимальний тиск згоряння.

Через незадовільне фільтрування палива в процесі експлуатації хід голки збільшується (0,2...0,35 мм), що призводить до збільшення витрати палива.

Механічні домішки в паливі проникають в зазор між голкою і корпусом форсунки, викликаючи спрацювання і збільшення зазору робочої поверхні розпилувача (0,2...0,8 мкм), знижуючи його гідрощільність. При цьому погіршується процес сумішоутворення і згоряння палива, знижуються потужність і економічність дизеля. З урахуванням напрацювання, гідрощільність змінюється згідно залежності (2.14):

$$\Gamma_n = \Gamma_{n(0)} + At, \quad (2.14)$$

де $\Gamma_{n(0)}$ – початкове значення гідрощільності, яке визначається на стенді, с; A – інтенсивність зміни гідрощільності.

Нагароутворення зменшує пропускну здатність отворів розпилювача, внаслідок чого форсунка впорскує менше палива в камеру згоряння дизеля. Дизель працює нерівномірно, потужність падає на 6,5...8,0%, якщо отвори закоксовані на 20...25%. Ефективний прохідний перетин визначається за формулою [19]:

$$\mu f = \frac{100Q}{10t\sqrt{2g\gamma\Delta P}}, \quad (2.15)$$

де Q – витрата палива, що протікає через отвори сопла розпилювача за час досліду, г; t – час досліду, с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; γ – щільність палива, кг/см³; ΔP – перепад тиску, МПа.

Для того, щоб усунути процес облітерації, а також зменшити інтенсивність спрацювання робочої поверхні розпилювача форсунки висунута гіпотеза: довговічність форсунки та експлуатаційні параметри дизеля можна підвищити шляхом резервування властивостей робочої поверхні модернізацією розпилювача форсунки (рис. 2.5). Пропонується в направляючій частині розпилювача виконати гвинтову канавку під кутом α , яка сприятиме симетричному осі тиску рідини, що перетікає з канавки в зазор між корпусом і направляючою частиною голки розпилювача.

Рідина, що заповнила гвинтові канавки 3 буде закручувати голку 2, надаючи їй переміщенню додаткову стійкість руху. Аналіз показав, що дане положення вимагає експериментальної перевірки.

Потрібно встановити залежність коефіцієнта опору щілини $K_{щ}$ у вигляді:

$$\frac{Q_k}{Q_n} = K_{щ}, \quad (2.16)$$

де Q_k – об'єм кінцевої подачі палива, мм³; Q_n – об'єм початкової подачі палива, мм³.

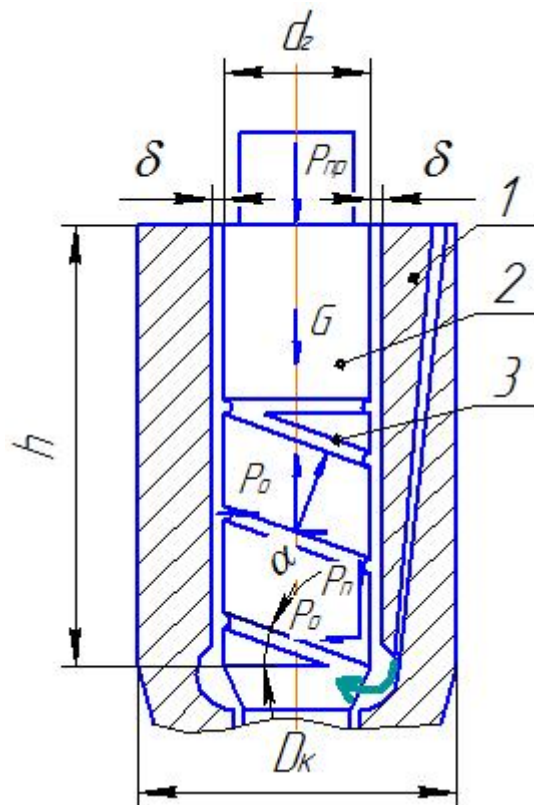


Рисунок 2.5 – Схема дії сил рідини на направляючу частину голки розпилювача: 1 - корпус, 2 - голка; 3 - канавка, α - кут підйому канавки

Пропонована модернізація сприятиме зменшенню інтенсивності спрацювання в направляючій і запірній частинах розпилювача форсунки. В цьому випадку, для виключення облітерації пропускна здатність розпилювача, що визначається коефіцієнтом опору щілини $K_{щ}$, залежить від сумарного об'єму палива, що знаходиться у гвинтовій канавці V_k і в зазорі V_δ направляючої частини розпилювача, а також від ступеня забрудненості палива $C_{заб}$.

Об'єм палива в зазорі визначається за формулою:

$$V_{щ} = V_k - V_2, \quad (2.17)$$

де V_k – об'єм корпусу розпилювача, мм^3 ; V_2 – об'єм голки розпилювача, мм^3 ;

Об'єм визначається за формулою [24]:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (2.18)$$

де D – діаметр корпусу розпилювача, мм; H – висота корпусу розпилювача, мм.

Довжина гвинтової канавки визначається за формулою:

$$l = \sqrt{S^2 + (\pi D)^2}, \quad (2.19)$$

де S – крок гвинтової канавки, мм.

$$S = \operatorname{tg} \varphi \cdot \pi D, \quad (2.20)$$

де φ – кут підйому гвинтової канавки, град.

Таким чином, для забезпечення пропускної здатності необхідно, щоб коефіцієнт опору щілини прямував $K_{щ} = 1$. В цьому випадку необхідно встановити експериментально $K_{щ} = f(C_{заг}, V_k)$.

Отримані теоретичні залежності дозволяють встановити, що поліпшення показників дизелів можливе за рахунок зміни циклової подачі модернізованого розпилювача форсунок у вигляді функціональної залежності:

$$q_{ц} = f(P_n, \varphi, \Gamma_n, \mu f, h, K_{щ}, C_{заг}, V_k, V_{\delta}). \quad (2.21)$$

Для підтвердження висунутих положень були виконані експериментальні дослідження показників циклової подачі і економічності дизеля з серійними і модернізованими форсунками.

2.4 Висновки до розділу

1. Одним з перспективних напрямків підвищення довговічності форсунок є вдосконалення властивостей робочих поверхонь прецизійних деталей з врахуванням мінливих умов і режимів експлуатації СГТ шляхом модернізації деталей розпилювачів форсунок.

2. Відповідно до досліджень параметри циклової подачі, що визначають кількість і якість розпилювання палива, в основному залежать від властивостей палива і конструктивно-технологічних параметрів розпилювача форсунки.

3. Робочі поверхні розпилювача форсунки (РПРФ), будучи нижчими елементами в ієрархічній схемі дизелів, дозволяють управляти надійністю та

ефективністю двигунів і мають суттєвий вплив на циклову подачу палива в цілому.

4. Для підвищення експлуатаційних показників ефективності використання дизелів і зменшення впливу зазначених факторів, пропонується функціональне резервування властивостей робочої поверхні розпилювача форсунки за рахунок модернізації голки розпилювача.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика визначення параметрів розпилювачів форсунки

3.1.1 Методика функціонального резервування робочої поверхні розпилювача форсунки

Для розробки пропозицій щодо вдосконалення способів підвищення економічності дизельних двигунів і ефективності використання (на прикладі двигуна Д-240) в наших дослідженнях була застосована перспективна методика. Для підвищення ефективності технологічних процесів, а також паливної економічності дизелів було виконано функціональне резервування властивостей робочої поверхні розпилювачів форсунки за рахунок модернізації голки розпилювача.

Для проведення експериментальних досліджень в механічній лабораторії ЛНАУ були виготовлені дослідні зразки експериментальних форсунок. За зразок було взято серійні форсунки закритого типу ФД-22 і виконаний гвинтовий канал, що закінчується кільцевим каналом в направляючій частини голки розпилювача.

За такої модернізації тиск палива за рахунок віссе симетричного руху голки розпилювача сприяє рівномірному спрацюванню робочої поверхні розпилювача, покращує якість розпилювання палива, підвищуючи експлуатаційні параметри і зниженню облітерації розпилювача дизельних форсунок.

Конструкція модернізованих форсунок відрізняється від серійних тим, що ельборовим різцем під кутом 40° , з радіусом r , на робочій поверхні циліндричної частини голки розпилювача зроблена гвинтова канавка, яка сприяє віссе симетричному тиску рідини, що перетікає з гвинтової канавки в зазор, і діє на голку розпилювача (див. рис. 2.5). Наявність дизельного палива у спіральному каналі дозволяє змашувати, а також підвищує надійність розпилювача шляхом створення обертового руху голки, за якого зменшується ймовірність перекосу осі голки і її «прихоплювання» та зависання. Також поліпшується герметичність запірного конуса завдяки пом'якшеному обертальному

удару запірної частини голки об сідло корпуса розпилювача, що не спостерігається в серійних розпилювачів.

3.1.2 Методика визначення гідрощільності розпилювача форсунки дизеля

Від стану прецизійної пари залежить зміна витрати палива. Гідравлічну щільність досліджували як для серійних розпилювачів, так і для модернізованих. Визначення гідравлічної щільності розпилювачів проводилося відповідно до ГОСТ 8669-75 і ГОСТ 8669-82. Прилад КИ-3333 (рис. 3.1) використовувався для визначення рухомості голки за дзвінкістю вприскування, якості розпилення, герметичності по запірному конусу, гідравлічної щільності і тиску початку впорскування палива.

Під час визначенні гідравлічної щільності за робочу рідину використовувалася технологічна рідина (суміш дизельного палива з веретенним маслом) відповідно до ГОСТ 25708-83. Температура дизельного палива складала 20-22 °С. В'язкість становила в межах 10,42...10,44 сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$).



Рисунок 3.1 – Прилад КИ-3333 для випробування і регулювання форсунок

3.1.3 Методика визначення циклової подачі розпилювача

На стенді КИ-921М (рис. 3.2) продуктивність секцій паливного насоса визначалася з модернізованими і серійними розпилювачами форсунок. Для визначення циклової подачі ПНВТ працював на номінальному режимі, що відповідає частоті обертання кулачкового вала (1100 об/хв), і режимі перевагнення (850 об/хв). Використовувалися вимірювальні мензурки з межею вимірювання 100 см^3 і ціною поділки 1 см^3 . Швидкість додатково контролювалася тахометром годинникового типу.

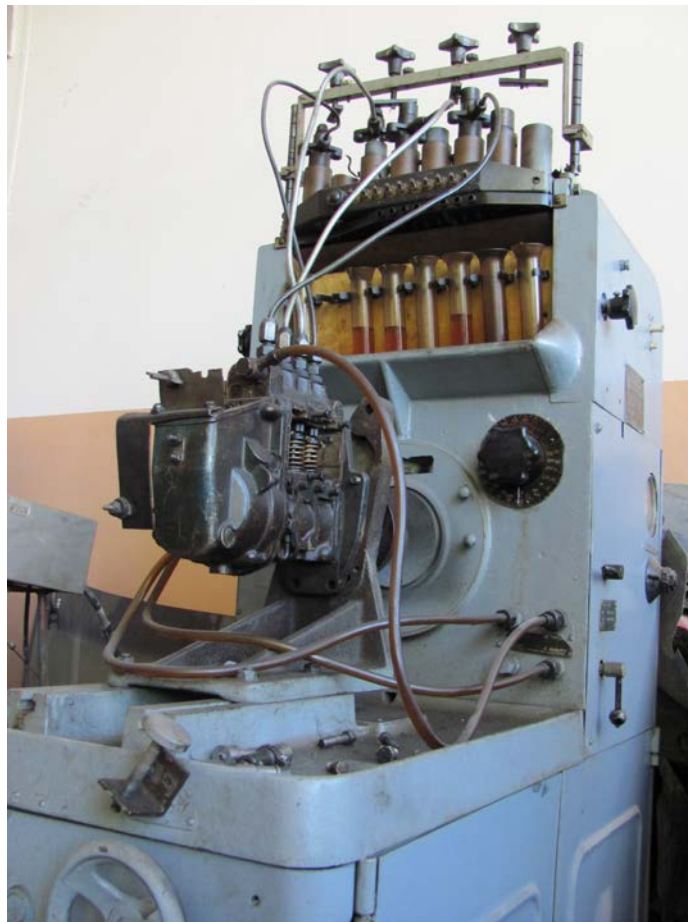


Рисунок 3.2 – Стенд КИ-921М для випробування і регулювання паливного насоса

Перед дослідями перевірена точність манометра, лічильника обертів і кількості циклів й протаровані мензурки. У напрямних втулках корпусів давчів вирізаються поздовжні канавки для уникнення помилок під час визна-

чення продуктивності, через можливе накопичення палива в камерах збору палива давачів.

На кожному етапі перевірялися показники насоса з комплектом серійних і модернізованих форсунок ПНВТ і в разі відхилення показань від мінімальних здійснювалося його подальше регулювання.

Для налагодження насоса використовувалися форсунки, які були укомплектовані з певними паливопроводами. В такий спосіб тиск початку впорскування у всіх форсунках становив 17,8 МПа.

Результати налагодження насоса з серійними і модернізованими форсунками представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати налагодження паливного насоса на робочі режими із серійними і модернізованими форсунками.

Режим	Частота обертання, n , хв^{-1}	Кількість циклів, $n_{\text{ц}}$	Форсунки дизеля			
			модернізована форсунка		серійна форсунка	
			q_c , $\text{см}^3/\text{хв}$	α , град	q_c , $\text{см}^3/\text{хв}$	α , град
Номінальний	1100	1100	74,8	45	74,2	45
Перевантаження	850	850	73,2	46	73,8	46

Примітка: Тиск у головці насоса 0,1 МПа.

Результати налагодження і перевірки паливного насоса високого тиску наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати налагодження паливного насоса

Показник	Од. вим.	Частота обертання, хв^{-1}	№ секції			
			1	2	3	4
1	2	3	4	5	6	7
Початок дії регулятора	хв^{-1}	1120	-	-	-	-
Повне вимкнення подачі палива регулятором	хв^{-1}	1210	-	-	-	-

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4	5	6	7
Продуктивність секцій:						
на номінальному режимі	см ³	1100	75,0	75,5	76,0	75,0
на режимі перевантаження	см ³	850	85,0	88,0	88,0	83,5
Початок дії коректора подачі		1020	76,5	77,5	77,0	77,0
Початок кута впорскування палива за стробоскопом	град.	1100	45	135	315	220

Примітка: Тиск в головці паливного насоса становить 0,16 МПа. Кількість циклів – 100.

3.2 Стендові випробування дизельного двигуна з серійними і модернізованими розпилювачами

Порівняльні експлуатаційні дослідження зміни параметрів розпилювачів форсунок (на прикладі форсунки ФД-22 дизеля Д-240) з серійними і модернізованими розпилювачами проводилися згідно з ГОСТ 18509-88 «Дизелі тракторні і комбайнові. Методи стендових випробувань». Був розроблений метод прискореного випробування з метою прогнозування технічного стану розпилювача залежно від напрацювання. В основу методики досліджень покладені діючі нормативні документи. Експерименти проводилися в лабораторії «Випробування дизельної паливної апаратури» ЛНАУ.

Прискорені порівняльні випробування серійних і модернізованих розпилювачів проводилися відповідно до режимів:

1. У процесі випробування, була, використана технологічна рідина, «запилена» кварцовими пилом за ГОСТ 3647-80 із середньою зернистістю 3...14 мкм. На 1т рідини припадало абразиву 50 г. Необхідна зернистість була отримана в результаті поєднання в однаковій масовій пропорції порошоків М5 (3-5 мкм), М7 (5-7 мкм).

2. Об'єм необхідного палива розраховувався з таких міркувань, що все дизельне паливо проходило через серійні і модернізовані розпилювачі 35-40 разів за 10 год.

3. Паливо подавалося через розпилювачі за допомогою паливного насоса високого тиску УТН-5 двигуна Д-240, налаштованого на режими роботи на яких працюють розпилювачі.

4. Перед випробуваннями всі форсунки з серійними і модернізованими розпилювачами були перевірені на герметичність, гідравлічну щільність, хід голки і проведене регулювання тиску впорскування 17,5 МПа (на стенді КИ-3333) відповідно до діючих технічних умов.

5. Випробування були розділені на кілька етапів тривалістю по 10 год, після завершення часу проводилися виміри досліджуваних показників, здійснювався контроль стану розпилювачів форсунок.

Протягом експерименту форсунки працювали за умов, у відповідності з врахуванням експлуатаційних режимів роботи паливної апаратури високого тиску двигуна Д-240. Двигун трактора на основних сільськогосподарських операціях працює: 80% – на номінальному режимі, 13% – на режимі холостому і 7% – на режимі часткових перевантажень [13].

Тому випробування двигуна з серійними і модернізованими розпилювачами форсунок проводилися на наступних режимах [13]:

1) Тривалість випробування 8 год.: частота обертання вала паливного насоса відповідає $n = 1100 \text{ хв}^{-1}$, циклова подача $q_u = 69 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

2) Випробування проводилися тривалістю 1 год 18 хв з параметрами: $n = 600 \text{ хв}^{-1}$, $q_u = 27 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

3) Випробування проводилися тривалістю 42 хв з параметрами: $n = 850 \text{ хв}^{-1}$, $q_u = 80 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

Після кожного етапу живлення насоса переводилося на чисте паливо, і після промивання оцінювався стан серійних і модернізованих розпилювачів.

Для підготовки випробувального стенда КИ-5543 (рис. 3.3) були проведені наступні роботи:

- перевірка комплектності стенда і закріплення вузлів;
- межа шкали вагового механізму вимірювання 75000 г, ціна поділки 1000 г;
- частота обертання;
- контроль показників приладів стенда.

Проведена обкатка двигуна перед початком випробувань на всіх режимах тривалістю 60 годин. Далі проведений ретельний контроль кріпильних і регулювальних робіт та замінена олива в картері двигуна. В процесі випробувань двигуна також реєструвалися відносна вологість і барометричний тиск навколишнього повітря, температура двигуна, температура дизельного палива на початку і в кінці дослідів.

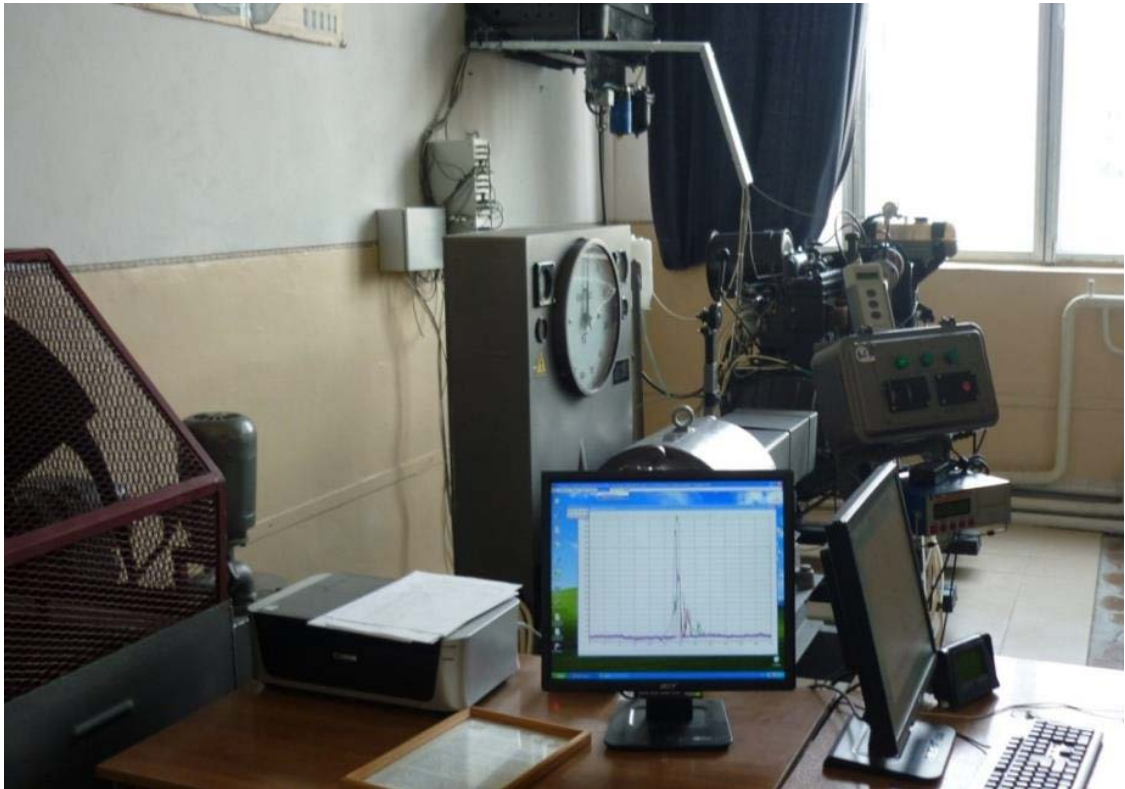


Рисунок 3.3 – Стенд КИ-5543 для гальмівних випробувань двигуна

Тепловий режим двигуна підтримувався в межах: температура води в системі охолодження 80-90 °С, температура оливи 85-95 °С. У процесі обробки результати випробувань приводилися до стандартних умов за ГОСТ 18509-80.

Випробування проводилися на дизельному двигуні Д-240, який пройшов обкатку 60 год. і забезпечував стабільні показники крутного моменту, частоти обертання і питомої витрати палива.

Кут випередження впорскування встановлювався згідно заводської інструкції з експлуатації – 24...25 ° кута повороту колінчастого вала. Після установки паливного насоса високого тиску двигун прогрівався для отримання стабільної годинної витрати палива.

Після повного нагріву паливного насоса знімалися швидкісні характеристики дизеля Д-240 за обертів колінчастого вала 600...2200 хв⁻¹. Визначалися наступні показники дизельного двигуна: крутний момент і ефективна потужність, ефективна питома витрата палива і годинна витрата палива.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ЇХ АНАЛІЗ

4.1 Обґрунтування геометричних параметрів модернізованого розпилювача форсунки

Виходячи з результатів досліджень [80] за умови співвідношення між об'ємом палива в канавці V_k і в зазорі V_δ ($V_k = 0,1 V_\delta$) і високого ступеня забруднення рідини коефіцієнт опору щілини $Q_k/Q_H = 0,1$. Якщо в даному випадку сумарний зазор більше на 10% від вихідного, то це викликає підвищену ступінь облітерації зазору в розпилювачі форсунки.

Якщо збільшити у 2 рази сумарний зазор $V_k + V_\delta = 1,9$, при тій самій забрудненості палива, облітерація відбувається незначно. Витрата рідини зменшується не більше 20%, а коефіцієнт опору перебуває в межах $Q_k/Q_H = 0,8 \dots 0,9$. Таким чином, якщо збільшити сумарний зазор, то можна виконати об'єм гвинтової канавки рівним 0,5 від зазору V_δ , оскільки коефіцієнт опору щілини не зменшується нижче 0,4.

Підставивши дані $d_k = 6,003$ мм, $d_r = 6$ мм, $h = 16$ мм, вираховуємо значення об'єму палива в зазорі $V_\delta = 0,603$ мм³. Виходячи з об'єму палива в зазорі визначаються геометричні параметри гвинтової канавки: α - кут нахилу гвинтової спіралі, R_k – радіус гвинтової канавки, h – крок гвинтової канавки. Підставивши значення, отримаємо для V_δ рівного $0,5V_k$, V_k становитиме $V_k = 0,301$ мм³, що відповідає параметрам канавки: $\alpha = 30^\circ$, $R_k = 0,133$ мм, $h = 21,71$ мм (рис. 4.1).

Таким чином проведена модернізація голки розпилювача форсунки дизеля, тобто в напрямній частині голки розпилювача виконано гвинтову канавку з параметрами: $\alpha = 30^\circ$, $R_k = 0,133$ мм, $h = 21,71$ мм.



Рисунок 4.1 – Розпилювачі дизельної форсунки ФД-22 з модернізованою і серійною голками

4.2 Аналіз результатів випробувань серійних і модернізованих розпилювачів форсунок дизелів

4.2.1 Аналіз результатів випробувань розпилювачів форсунок на гідравлічну щільність

Під час визначення гідравлічної щільності розпилювача на початковому, другому і на четвертому етапах спостерігався значний розкид значення гідравлічної щільності, а також і величини середнього квадратичного відхилення, яка для всього масиву розпилювачів сягає на цих етапах 12,1; 11,4; 9,9 с. В результаті вирівнювання дослідних даних, отримані наступні залежності:

$$\Gamma_{ПС} = 25,3 - 2,04 \cdot 10^{-3}t; \quad \Gamma_{ПМ} = 27,3 - 2,54 \cdot 10^{-3}t. \quad (4.1)$$

Характерно, що гідравлічна щільність на другому етапі, зросла з 10,5 до 13,9 с порівняно з першим етапом.

Графік зміни гідравлічної щільності серійних і модернізованих розпилювачів для всього масиву досліджуваних розпилювачів побудована за середнім значенням. З графіка видно, що під час дослідження прецизійних пар на гідравлічну щільність у модернізованих розпилювачів вона не вийшла за встановлені показники (5...7 с.), напрацювання склало 3900...4200 мото-год, а у серійних після напрацювання 2500...2700 мото-год. гідравлічна щільність не відповідала встановленим значенням.

Результати досліджень з серійними і модернізованими розпилювачами форсунок представлені на рисунку 4.2.

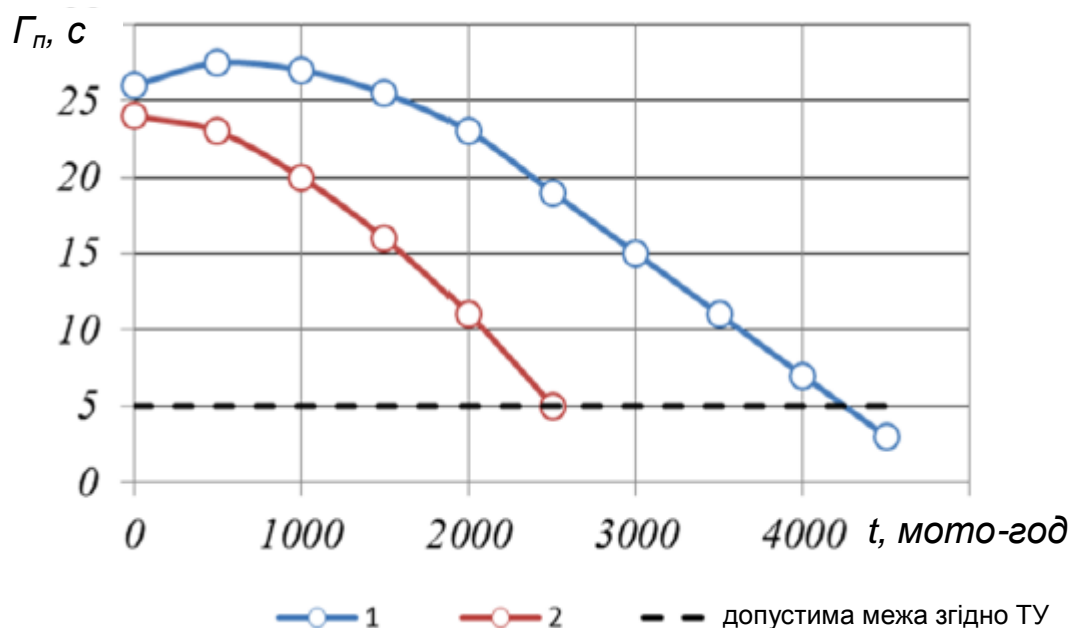


Рисунок 4.2 – Зміна гідравлічної щільності серійних і модернізованих розпилювачів залежно від напрацювання:

- 1 – результати експериментів із модернізованими форсунками;
- 2 – результати експериментів із серійними форсунками

Темп зниження гідравлічної щільності у модернізованих розпилювачів менший в 1,24 рази, ніж у серійних, що характеризує рівномірне спрацювання направляючої циліндричної робочої поверхні розпилювача дизельної форсунки.

4.2.2 Аналіз результатів зміни циклової подачі серійних і модернізованих розпилювачів форсунок

Швидкісна характеристика паливного насоса УТН-5 визначається переміщуючи рейку в напрямку максимальної подачі, яка відповідає номінальній подачі і в цьому положенні фіксується. Далі встановлюємо частоту обертання кулачкового вала ПНВТ, що відповідає номінальній частоті і кількість циклів.

Після отримання показів, зменшуємо частоту обертання вала кулачкового паливного насоса на 100 хв^{-1} .

Середнє значення величини циклової подача палива по секціях насоса:

$$q_{\text{цпр}} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m q_{\text{ци}} , \quad (4.2)$$

де $q_{\text{ци}}$ – циклова подача палива i -ої секції насоса, мл;

m – загальна кількість насосних секцій.

Ідентичність подачі палива по циліндрах оцінюється за величиною нерівномірності циклової подачі палива, %:

$$\delta = \frac{(q_{\text{циmax}} - q_{\text{циmin}})100}{q_{\text{цпр}}} , \quad (4.3)$$

де $q_{\text{циmax}}$, $q_{\text{циmin}}$, $q_{\text{цпр}}$ – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення циклової подачі палива.

Після обробки результатів дослідних даних будуємо характеристику ПНВТ за подачею палива в залежності $q_{\text{цпр}} = f(n)$.

На рисунку 4.3 представлена зміна нерівномірності і циклової подачі форсунок із серійними і модернізованими розпилювачами в залежності від обертів кулачкового вала паливного насоса.

Методом почергової перестановки форсунок на кожен секцію проведені дослід з дослідження стабільності циклової подачі по секціях паливного насоса з модернізованими форсунками показали, що неідентичність подачі палива не перевищує $\pm 3\%$.

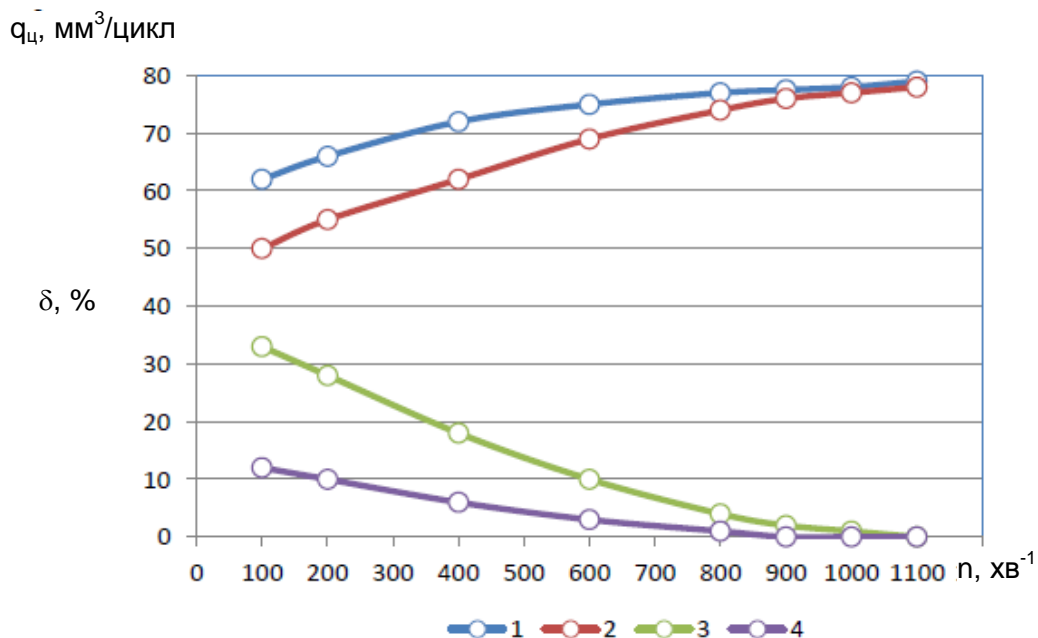


Рисунок 4.3 – Швидкісні характеристики паливного насоса УТН-5 двигуна Д-240:

1 і 2 - циклова подача, відповідно, з модернізованими і серійними форсунками; 3 і 4 - нерівномірність подачі, відповідно, з серійними і модернізованими форсунками

В ході дослідження було встановлено, що для дизельного двигуна Д-240 залежність годинної витрати палива від циклової подачі і частоти обертання кулачкового вала паливного насоса описується за формулою:

$$G_m = 8,33q_{ц} \cdot n, \quad (4.4)$$

Завдяки впровадженню рекомендованої технології модернізації розпилювача форсунок пояснюється значне поліпшення показників роботи дизелів.

Зменшується нерівномірність подачі палива, а також ідентичність характеристик впорскування палива секціями паливного насоса, які забезпечують оптимальне протікання характеристики тепловиділення в циліндрах.

Застосування перспективного методу підвищення ефективності паливоподачі дозволило виявити нижчий елемент системи для управління надійністю і ефективністю паливоподачі через підвищення економічності дизельних двигунів за рахунок модернізації і формування необхідних властивостей робочих поверхонь розпилювачів форсунок. З аналізу отриманих даних видно, що при високій завантаженості дизельних двигунів (оберти кулачкового вала

ПНВТ $n_k = 850 \dots 1100 \text{ хв}^{-1}$), нерівномірність циклової подачі палива не перевищує 1...2%, із зменшенням частоти обертання кулачкового вала до $n_k = 400 \dots 800 \text{ хв}^{-1}$ нерівномірність складає 2,7...16,1%.

Функціональне резервування властивостей робочих поверхонь розпилювачів за рахунок модернізації голки розпилювача покращує циклову подачу палива під час зняття швидкісної характеристики ПНВТ. Нерівномірність подачі палива на неусталених режимах роботи дизелів становить 8...12% і 18,5...34% для паливних систем, укомплектованих модернізованими і серійними розпилювачами форсунок, відповідно.

4.3 Стендові випробування дизельного двигуна з серійними і модернізованими розпилювачами форсунок

На приладі КИ-3333 проводилися випробування і регулювання форсунок, а також на стенді КИ-35478 випробування форсунок.

Експериментальні дослідження дизельного двигуна при комплектуванні з паливними насосами, проводилося за рекомендованими технологіями і нормативно-технічною документацією дизеля Д-240 з паливним насосом УТН-5. Енергетичні та економічні показники, під час дослідження дизеля, оснащеного енергосистемою з серійними і модернізованими форсунками, визначалися стендовими моторними випробуваннями на стенді електричного гальма КИ-5543. Наведені дані дають можливість послідовно простежити динаміку зміни параметрів і циклової подачі палива в процесі випробувань для кожного розпилювача окремо, а також ряду основних параметрів для комплектів форсунок.

Виходячи з аналізу проведених досліджень, основні причини погіршення експлуатаційних параметрів дизельного двигуна є відхилення оптимальних значень параметрів робочого циклу, обумовлені зміною процесів: подачі палива, повітря, зазорів в циліндро-поршневій групі двигуна, режиму і умов експлуатації. Як показує практика, і виконані дослідження 60% всіх відмов

пов'язані з двигуном. Зниження потужності, збільшення витрати палива, а також збільшення відмов систем, вузлів і деталей дизельних двигунів сільськогосподарської техніки в значній мірі визначається працездатністю і рівнем надійності в експлуатації паливної апаратури.

Крутний момент на валу двигуна з модернізованими розпилювачами форсунок склав **242...284** Нм, а з серійними – **225...264** Нм (рис. 4.4). В результаті стендових випробувань при завантаженні дизеля від 600 до 2200 об/хв потужність двигуна з модернізованими розпилювачами становить 18...55,5 кВт, а з серійними форсунками 16...51 кВт (рис. 4.5). Годинна витрата палива дизеля, укомплектованого модернізованими розпилювачами склала 5,8...13,1 кг/год, а з серійними – 5,8...13,4 кг/год, відсоток зниження годинної витрати палива G_m склав 2,5...4,2% (див. рис. 4.4).

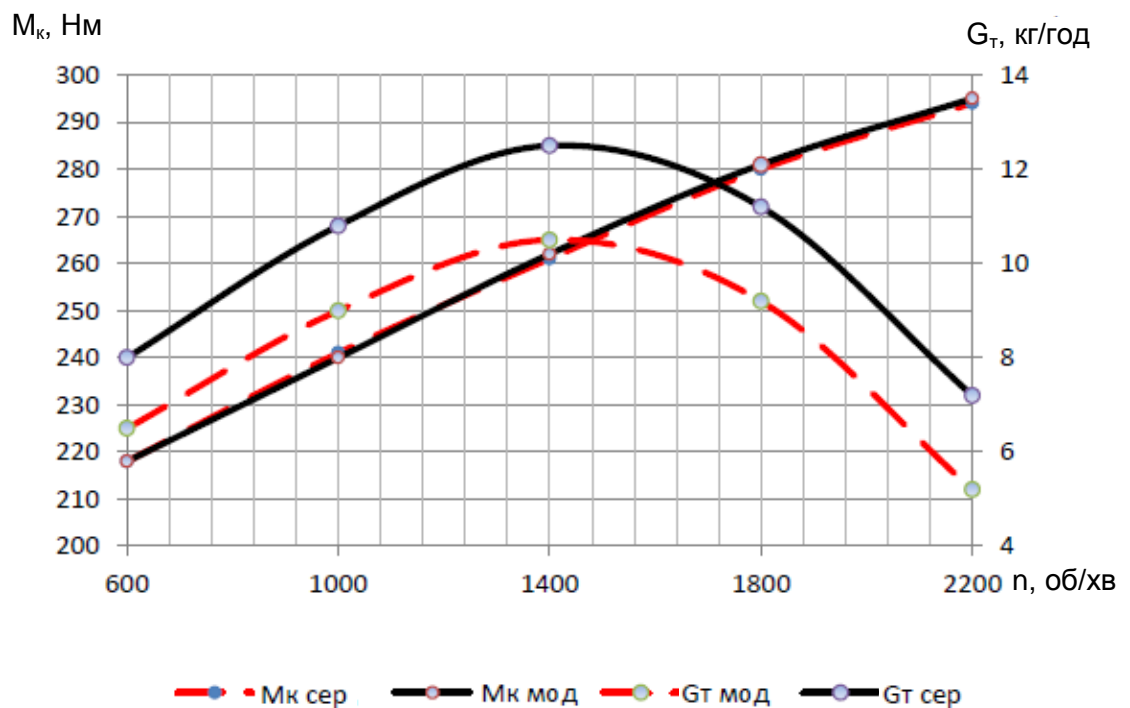


Рисунок 4.4 – Графік зміни крутного моменту і годинної витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна Д-240 з серійними і модернізованими форсунками відповідно

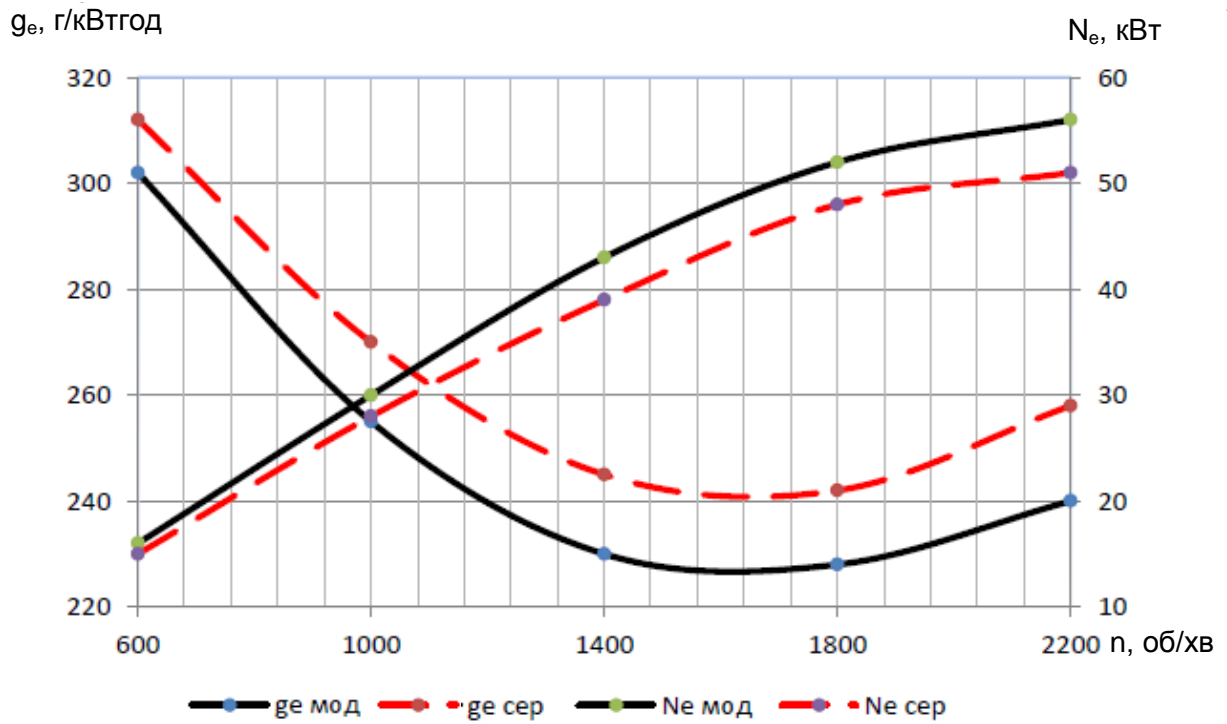


Рисунок 4.5 – Графік зміни ефективної потужності і питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна дизеля Д-240 з модернізованими і серійними форсунками відповідно

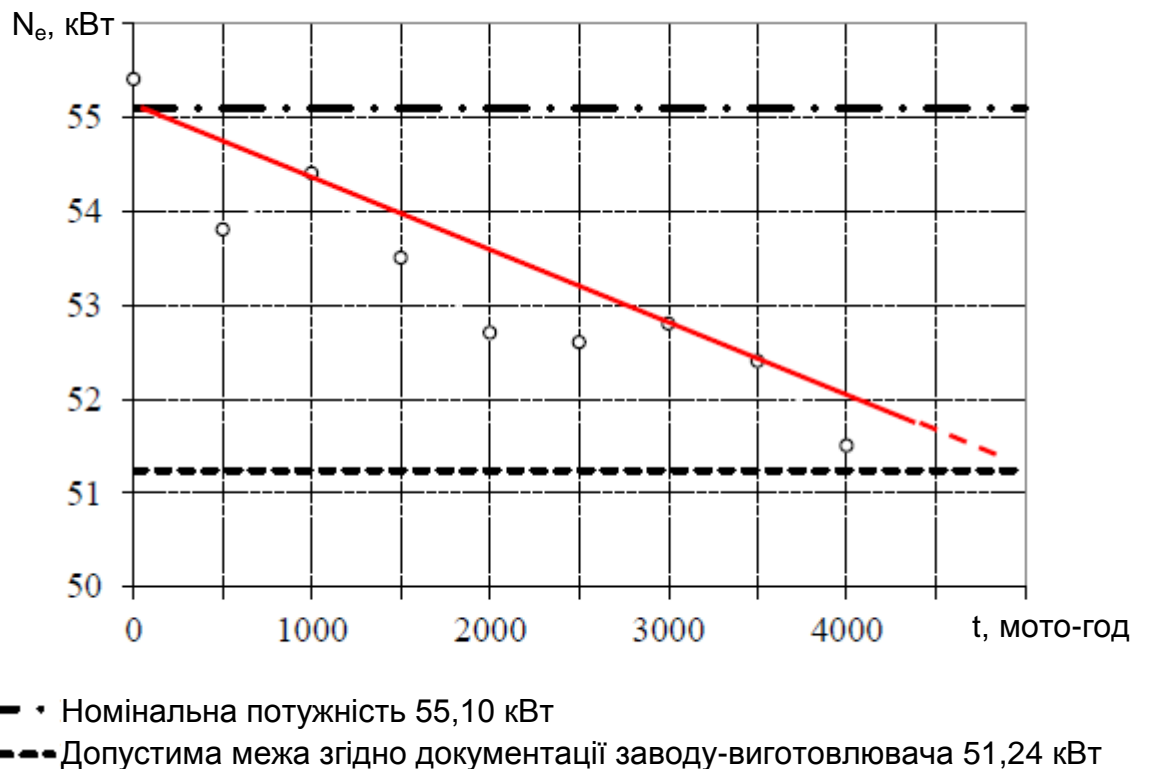


Рисунок 4.6 – Графік зміни ефективної потужності від напрацювання з модернізованими розпилювачами форсунок дизеля

На номінальному режимі потужність двигуна з модернізованими форсунками вища на 7...8%, ніж з серійними, що пов'язано з поліпшенням параметрів подачі палива.

Аналіз отриманих залежностей показав, що потужність дизелів укомплектованих модернізованими розпилювачами варіювалася в межах 18...55,5 кВт, а з серійними розпилювачами 16...51 кВт, при відповідній частоті обертання вала двигуна. Крутний момент на валу двигуна з дослідними розпилювачами склав 284...242 Нм, а з серійними – 264...225 Нм. Загальна витрата палива у дизеля укомплектованого дослідними розпилювачами склала 5,8...12,1 кг/год, а з серійними – 5,8...12,4 кг/год. Питома витрата палива дизелів, укомплектованих модернізованими розпилювачами, знаходиться в межах 246...253 г/(кВт-год), відхилення становить 2 г/(кВт-год) або 0,8%. З серійними розпилювачами знаходиться в межах 288...280 г/(кВт-год), тобто відхилення становить 7 г/(кВт-год) або 2,85%. Це перевищує неідентичність питомої витрати палива, більш ніж в 3 рази.

Застосування модернізованих розпилювачів форсунок в дизельних двигунах дозволило збільшити потужність (N_e) в межах 6,8...12,5%, зменшити питому витрату палива (g_e) на 3,3...4,1%, збільшити крутний момент на валу двигуна (M_e) на 5,2...7,8%, а також знизити годинну витрату палива (G_m) на 2,5...4,2%.

4.4 Висновки до розділу

Виходячи, з результатів аналізу виконаних експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Застосування перспективного методу підвищення ефективності паливоподачі дозволило виявити нижчий елемент системи для управління надійністю і ефективністю паливоподачі через підвищення економічності дизелів за рахунок модернізації та формування необхідних властивостей робочих поверхонь розпилювачів форсунок. Застосування модернізованих форсунок Ф-

22 (на прикладі дизеля Д-240), підтверджує висунуту гіпотезу підвищення ефективності використання енергетичних засобів за рахунок поліпшення показників економічності дизельних двигунів.

2. Функціональне резервування властивостей робочих поверхонь розпилювачів форсунок за рахунок виконання модернізації голки розпилювача покращує циклову подачу палива при знятті швидкісної характеристики ПНВТ. Нерівномірність подачі на неусталених режимах роботи дизелів становить 8...12% і 18,5...34% для ПНВТ, укомплектованих модернізованими і серійними розпилювачами форсунок, відповідно.

3. Застосування модернізованих розпилювачів форсунок в дизельних двигунах дозволило збільшити потужність (N_e) в межах 6,8...12,5%, зменшити питому витрату палива (g_e) на 3,3...4,1%, збільшити крутний момент на валу двигуна (M_e) на 5,2...7,8%, а також знизити годинну витрату палива (G_m) на 2,5...4,2%.

4. Питома витрата палива дизельних двигунів укомплектованих дослідними розпилювачами форсунок склала 288...240 г/кВт-год, при комплектації серійними – 300...248 г/кВт-год. Крутний момент на валу двигуна з дослідними розпилювачами форсунок склав 274...242 Нм, а з серійними – 254...230 Нм. Годинна витрата палива у дизельного двигуна, укомплектованого дослідними розпилювачами форсунок склала 4,8...12,1 кг/год, а з серійними – 4,8...12,4 кг/год.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Правила техніки безпеки під час випробування системи паливоподачі дизельного двигуна

Під час проведення будь-якого технологічного процесу безпека праці працівника має найважливіше значення. Працівник має право приступити до роботи в лабораторії після ознайомлення з правилами техніки безпеки і одержання інструктажу на робочому місці [8].

1. Працівник має право приступити до роботи в лабораторії після ознайомлення з правилами техніки безпеки і одержання інструктажу на робочому місці.

2. Всі приводні і з'єднувальні пристрої обертових деталей забезпечують надійними огорожами.

3. В приміщенні лабораторії розміщують необхідні протипожежні засоби: вогнегасник, ящики з піском і т.д.

4. Під час включення електродвигуна стенда працівник зобов'язаний:

- а) переконатись, що ніхто не дотикається до обертових деталей;
- б) попередити працюючих про включення;
- в) в електричних стендах СТЭУ ГОСНИТИ забороняється включати стенд без попереднього виведення регульовального реостата.

5. Під час заміру витрати палива і огляду фільтрів необхідно витерти пролите масло і паливо.

6. Забороняються будь-які регулювання механізмів і вузлів при працюючому гальмівному стенді та двигуні.

7. Для запобігання опіків не можна дотикатися до випускних трубопроводів.

8. Забороняються зайві, не викликані роботою, ходіння по лабораторії.

9. Перед дослідженням потрібно провести зовнішній огляд системи паливоподачі двигуна, перевірити та підтягнути кріплення.

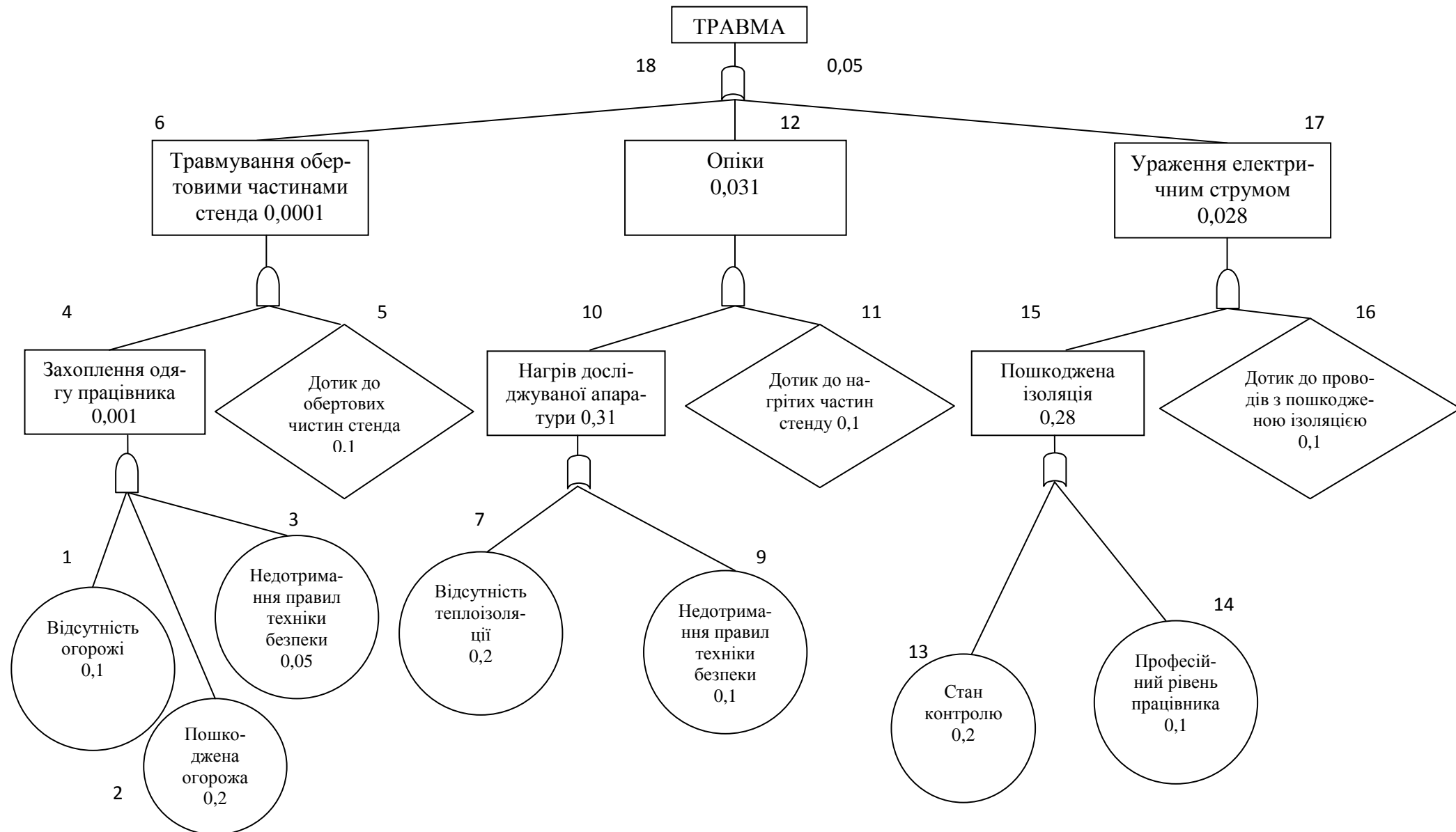


Рис. 5.1. Логико-імітаційна модель процесу виникнення травми у працівника при випробуванні системи паливоподачі.

Ймовірність виникнення вихідної події P_{18} визначаємо з наступних математичних виразів:

$$P_4 = P_1 P_2 P_3 = 0,1 * 0,2 * 0,05 = 0,001$$

$$P_6 = P_4 P_5 = \\ = 0,001 * 0,1 = 0,0001$$

$$P_{10} = P_7 + P_8 + P_9 - P_7 P_8 - P_7 P_9 - P_8 P_9 = 0,2 + 0,05 + 0,1 - 0,2 * 0,05 - 0,2 * 0,1 - \\ 0,05 * 0,1 + 0,2 * 0,05 * 0,1 = 0,316$$

$$P_{12} = P_{10} P_{11} = 0,316 * 0,1 = 0,0316$$

$$P_{15} = P_{13} + P_{14} - P_{13} P_{14} = 0,2 + 0,1 - 0,2 * 0,1 = 0,28$$

$$P_{17} = P_{15} P_{16} = 0,28 * 0,1 = 0,028$$

$$P_{18} = P_6 + P_{12} + P_{17} - P_6 P_{12} - P_6 P_{17} - P_{12} P_{17} + P_6 P_{12} P_{17} = 0,0001 + 0,0316 + 0,028 - 0,0001 * 0,0316 - \\ 0,0001 * 0,028 - 0,0316 * 0,028 + 0,0001 * 0,0316 * 0,028 = 0,05$$

Таким чином, на робочому місці під час випробування дизельного двигуна при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях можна очікувати 0,12 травми.

Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, підвищити контроль та не порушувати правила техніки безпеки), то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

5.3. Екологічна безпека

На довкілля мають вплив усі види транспорту: наземного (залізничний та автотранспорт), водного та авіаційного [11].

Забруднення, що спричиняє залізничний транспорт – забруднення повітря; забруднення ґрунту; шумове та вібраційне забруднення. Потяги хоча і впливають негативно, але порівняно з автомобільним транспортом, вплив значно менший.

Одним з негативних факторів, пов'язаних з масовим використанням автомобілів є зростаючий шкідливий вплив їх на навколишнє середовище та здоров'я людини. Це зумовлено викидом значної кількості шкідливих речовин та шумом, що супроводжує роботу автомобіля.

Джерелами викидів шкідливих речовин є відпрацьовані гази автомобільних двигунів, випаровування з системи живлення, підтікання пального і мастил у процесі роботи та обслуговування автомобілів, а також продукти зносу фрикційних накладок зчеплення, накладок гальмівних колодок, шин. Потрапляючи в атмосферу, водойми, ґрунт шкідливі речовини, що викидаються автомобільним транспортом, негативно впливають на біосферу.

До числа шкідливих компонентів відносяться і тверді викиди, що містять свинець і сажу, на поверхні якої адсорбуються циклічні вуглеводні. Джерелом вуглеводневих сполук є шари паливної суміші, прилеглі до стінок камери згоряння, де відбувається гасіння полум'я, частини камери згоряння, в яких через нерівномірний розподіл суміші виникає нестача кисню, а також циліндри, що працюють з пропусками запалювання та згоряння. Оксид вуглецю утворюється в бензинових двигунах при роботі на багатих паливоповітряних сумішах. У відпрацьованих газах міститься кілька десятків різних вуглеводнів, які різняться за токсичністю. Наявність сполук свинцю у відпрацьованих газах є наслідком додавання тетраетилсвинцю в бензини для підвищення октанового числа. Певна кількість сполук свинцю потрапляє в повітря при безпосередньому випаровуванні бензинів з паливного бака та карбюратора. Найхарактернішими для відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння є формальдегід та ацетальдегід. При неповному згорянні палива з відпрацьованими газами викидається сажа. Вона утворюється в камерах згоряння двигунів внаслідок піролізу палива при високих температурах і тиску в середовищі з нестачею кисню. Особливо багато сажі утворюється в дизелях.

Шум також є різновидністю несприятливого впливу автомобільною транспорту на навколишнє середовище. Основними джерелами шуму є про-

цеси всмоктування повітря карбюратором і випуску відпрацьованих газів, робота вентилятора системи охолодження, клапанного механізму трансмісії. Джерелом шуму в дизельних автомобілях є система впрыску і взаємодія шин з поверхнею дороги.

Забруднення середовища водним транспортом відбувається морськими і річковими суднами, що забруднюють біосферу відходами по двох каналах:

- одержаними в результаті експлуатаційної діяльності,
- викидами у випадках аварій суден з токсичними вантажами, здебільшого нафтою і нафтопродуктами.

В умовах звичайної експлуатації основними джерелами забруднення є судові двигуни, і насамперед головна енергетична установка, а також вода, використана для миття вантажних танків, і баластна вода, що зливається за борт із вантажних танків. Енергетичні установки суден забруднюють відпрацьованими газами атмосферу, звідки токсичні речовини потрапляють у води морів, річок, океанів. Нафта і нафтопродукти є основними забруднювачами водного басейну під час роботи водного транспорту.

5.4 Висновки до розділу

1. Виконання умов техніки безпеки дасть можливість уникнути небезпеки виникнення травм і нещасних випадків під час випробування паливної апаратури двигуна.

2. За допомогою методики: оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм, було розрахована та передбачено небезпеки що можуть виникнути під час дослідження паливної апаратури.

6 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

6.1 Методика розрахунку економічної ефективності під час модернізації форсунки серії ФД-22 дизельного двигуна Д-240

Ефективність від зниження витрати палива в результаті впровадження запропонованих заходів із модернізації форсунки дизеля визначиться з виразу [10]:

$$E = (Q_{icn} - Q_{експ}) C_{дп}, \quad (6.1)$$

де Q_{icn} – річна витрата палива мобільної машини з серійними розпилювачами, кг;

$Q_{експ}$ – річна витрата палива мобільної машини з модернізованими форсунками, кг;

$C_{дп}$ – ціна дизельного палива, грн.

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначається за формулою [10]:

$$T = U_n / E, \quad (6.2)$$

де U_n – вартість модернізації форсунки, грн.

Витрати, пов'язані з модернізацією розпилювача визначаємо за формулою [10]:

$$U_n = Z_{д} + Z_{зф} + Z_{доод}, \quad (6.3)$$

де $Z_{д}$ – витрати на оплату слюсаря-діагноста;

$Z_{зф}$ – витрати, викликані модернізацією розпилювача форсунки;

$Z_{доод}$ – витрати пов'язані з додатковою заміною форсунок.

Виходячи з аналізу перерахованих у формулах 6.1 і 6.3 складових, витрати змінюються у великому інтервалі і багато в чому залежать від таких чинників, як ціна розпилювача дизельної форсунки, класність слюсаря-діагноста і т.д.

Основну заробітну плату можна визначити з виразу [10]:

$$Z_{oc} = Z_m Q_z, \quad (6.4)$$

де Z_m – оклад по тарифній сітці, грн./люд-год.;

Q_z – трудомісткість зняття і установки форсунки, люд-год.

Витрати на переобладнання форсунок включають:

- розбирання та збирання форсунки;
- виготовлення гвинтової канавки;
- витрати на електроенергію.

Витрати на електроенергію визначаються за формулою [10]:

$$Z_e = P_e C_{1e}, \quad (6.5)$$

де P_e – споживана потужність верстата 16K20, кВт;

C_{1e} – вартість 1 кВт електроенергії, грн./кВтгод.

Тоді $Z_e = 10 \cdot 1,68 = 16,8$ грн./год.

Витрати на модернізацію однієї форсунки, розраховуємо за формулами (6.3-6.7), дані заносимо в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Витрати на переобладнання під час заміни та модернізації одного розпилювача форсунки

№ з/п	Складові формули	Нарахування, %	Тарифна ставка, грн./людгод	Трудомісткість, год	Додаткова заробітна плата, грн.
1	Розбирання і збирання форсунки		74,17	0,5	37,1
2	Затрати на електроенергію		16,8	0,5	8,4
3	Виготовлення гвинтової канавки		99,33	0,5	49,6
3	Соціальне страхування	36,3	-	-	13,2
4	Нарахування за стаж	20	-	-	7,3
ВСЬОГО					115,6

Таким чином, витрати на переобладнання чотирьох форсунок, рівні:

$$Z_{зг} = 115,6 \cdot 4 = 462,4 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від напрацювання на одну мото-годину, що припадає на мобільну машину ($E_{м2}$, грн./мото-годин) визначається за формулою:

$$E_{м2} = E/P_o, \quad (6.6)$$

де P_o – ресурс модернізованого розпилювача форсунки, мото-годин.

$$E_{м2} = 462,4/4300 = 0,11 \text{ грн./мото-годин.}$$

Парк мобільних машин в господарствах в середньому складає 15-25 одиниць. Виходячи з середнього значення в 20 одиниць, при річному напрацюванні 18000 мото-годин річну економічну ефективність господарства визначимо за формулою:

$$E_p = E_{м2} H_p, \quad (6.7)$$

де H_p – загальне річне напрацювання мобільних машин, мото-годин.

$$E_p = 0,11 \cdot 18000 = 1980 \text{ грн.}$$

Термін окупності модернізованого розпилювача визначається за виразом [10]:

$$O_k = P/E_p, \quad (6.8)$$

де P – витрати на рік на переобладнання модернізованої форсунки, грн.

Таким чином, термін окупності модернізованої форсунок ФД-22 становить:

$$O_k = 462,4/1980 = 0,23 \text{ року.}$$

Отримані розрахунковим шляхом економічні показники розпилювачів форсунки представлені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Показники техніко-економічної ефективності

Назва	Розмірність	Серійний	Модернізований
Річний наробіток техніки	год	1000	1000
Річна витрата палива	кг	11144	10000
Додаткові кап. вкладення	грн.	-	462,4
Економічна ефективність	грн.	-	1980
Строк окупності	рік	-	0,23

Під час комплектування форсунок з модернізованими розпилювачами витрата палива знижується на 4%, економічна ефективність становить 1980 грн. в рік при терміні окупності 0,23 року в розрахунку на один комплект форсунок дизельного двигуна.

6.2 Висновки до розділу

Під час модернізації розпилювача форсунки, витрата палива знижується на 4%, економічна ефективність складе 1980 грн. на рік, термін окупності складає 0,23 року. Під час розрахунку не враховувалися витрати, пов'язані з простоем машин і передчасною заміною розпилювачів форсунок.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Одним з перспективних напрямків підвищення довговічності форсунок є вдосконалення властивостей робочих поверхонь прецизійних деталей з врахуванням мінливих умов і режимів експлуатації сільськогосподарської техніки шляхом модернізації розпилювачів форсунок паливної апаратури. За рахунок гвинтової канавки, виконаної на направляючій частини, відбувається провертання голки розпилювача, виключається облітерація і захоплення робочих поверхонь голки і корпусу розпилювача, забезпечується рівномірне та менш інтенсивне спрацювання запірної частини.

2. Встановлено функціональні залежності основних експлуатаційних показників дизельних двигунів від параметрів подачі палива модернізованих форсунок, що враховують перепад тиску, гідравлічну щільність розпилювачів з врахуванням режимів і тривалості експлуатації форсунок.

3. Встановлено, що параметри гвинтової канавки, що забезпечують коефіцієнт опору щілини не менше 80% при забрудненні палива в межах 0,0002...0,002%, наступні: об'єм 0,301 м³, кут підйому 30°, радіус 0,133 мм, довжина 21,71 мм.

4. Порівняльними випробуваннями серійних і модернізованих розпилювачів форсунок встановлено, що значення найменшої гідравлічної щільності у модернізованих розпилювачів сягає за напрацювання 3900...4200 мото-год, а у серійних 2500...3000 мото-год. Темп зниження значення гідрощільності у модернізованих розпилювачів менший в 1,24 рази, ніж у серійних, що свідчить про рівномірне спрацювання робочих поверхонь напрямної і запірної частин розпилювача дизельної форсунки;

5. Порівняльними стендовими випробуваннями дизеля Д-240 з серійними і модернізованими форсунками встановлено, що:

- зниження циклової подачі палива складає 5...7 мм³/цикл або 1,38...2,2%, а із серійними форсунками 17...19 мм³/цикл або 25%, відповідно;

- за частоти обертання кулачкового вала ПНВТ ($850 \dots 1100 \text{ хв}^{-1}$), що відповідає високій завантаженості дизельного двигуна, нерівномірність циклової подачі палива не перевищує 2%. Зі зменшенням навантаження ($400 \dots 800 \text{ хв}^{-1}$) нерівномірність складає $2,7 \dots 16,1\%$;

- за напрацювання 2000...3000 мото-год потужність і крутний момент двигуна з модернізованими форсунками збільшилися, відповідно, на $8,8 \dots 12,5\%$ і $5,2 \dots 7,8\%$., а годинна і питома витрати палива зменшилися, відповідно, на $2,5 \dots 4,2\%$ і на $3,3 \dots 4,1\%$;

- впровадження запропонованих рішень дозволить отримати економічний ефект в розмірі 1980 грн. на один комплект модернізованих розпилювачів при терміні окупності 0,23 року.

6. Використовувати запропоновані напрями модернізації голки розпилювача можливо для інших моделей форсунок. Застосування запропонованих дизельних форсунок з модернізованою голкою розпилювача дозволить знизити витрату палива з урахуванням тривалості роботи на перехідних і неусталених режимах на $2,5 \dots 4,2\%$, знизити матеріальні витрати підприємств за рахунок підвищення довговічності розпилювачів на $28 \dots 47\%$ залежно від умов експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни. Підруч. - 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. 476 с.
2. Анісімов В. Ф., Єленич А. П. Особливості конструкції паливної апаратури та збільшення терміну її експлуатації. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 2 (113). С. 67-77.
3. Анісімов В. Ф., Єленич А. П. Особливості конструкції паливної апаратури та збільшення терміну її експлуатації. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 2 (113). С. 67–77.
4. Бабанін О.Б., Буцький О.В. Аналіз методів діагностування паливної апаратури дизелів. Зб. наук. праць Українського державного університету залізничного транспорту. №168. 2017. С. 75–86.
5. Беседа О. О. Аналіз особливостей технічного діагностування паливної апаратури дизелів. *Сучасна наука: стан, проблеми, перспективи*: матеріали наукової конференції. Старобільськ. 2020. С. 115–120.
6. Болтянська Н.І. Забезпечення надійності сільськогосподарської техніки. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. № 21. 2020. С. 139-147.
7. Головчук А.Ф., Габрієль Ю.І. Електронна система паливоподачі тракторного дизеля. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ. Вип. 25. 2012. С. 72-75.
8. Гряник І.М, Лахман С.Д. Охорона праці. Київ: Урожай, 1994. 187с.
9. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О. Випробування двигунів внутрішнього згоряння: Навч. посібник. Київ: НТУ, 2002. 191 с.
10. Жарова О.М. Типові задачі з економіки автотранспорту. Київ: Вища школа, 1991. 223 с.
11. Зеркалов Д. В. Екологічна безпека та охорона довкілля [Електронний ресурс] : Монографія Електрон. дані. Київ: Основа, 2011.

12. Ігнатівський В. Ю., Попик П. С. Системи подачі палива дизельних двигунів. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матеріали XX Міжнародної наукової конференції. Миколаїв: МНАУ, 2019. С. 23–25.
13. Кислий В.М.. Організація наукових досліджень: навчальний посібник. Суми: Університетська книга, 2011. 224 с.
14. Ковалев А. І. Клапанні форсунки швидкохідних дизелів. Київ: Вища школа, 1997. 142 с.
15. Коваленко В. М., Щуріхін В. К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів : підруч. Київ: Літера ЛТД, 2017. 224 с.
16. Ковтун Б.Ю., Шушляпін С.В. Причини погіршення надійності паливної апаратури ДВЗ. *Інноваційні розробки в аграрній сфері*: Матеріали МНПК Харків: ХНТУСГ, 2019. С. 71-74.
17. Красота М.В., Кулешков Ю.В., Шепеленко І.В., Осін Р.А. Експериментальні методи досліджень та випробовування автомобілів. Кропивницький: ЦНТУ, 2018. 56 с.
18. Кубіч В. І. Складові частини колісних та гусеничних тракторів: навч. посіб. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 324 с.
19. Лехман С.Д., Рублев В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 267 с.
20. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія. Підручник. Київ: Вища школа, 2007. 527 с.
21. Медведєва Н.А., Радько О.В., Кремешний О.І. Обґрунтування вибору показників якості поверхонь тертя. *Системи озброєння і військова техніка*. Вип. 3. 2014. С. 127–130.
22. Міненко С.В., Чорний Б.В. Форсунки, що використовуються в паливній апаратурі автотракторних дизелів. *Техніка та технології в агропромисловому виробництві* : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. Полтава: ПДАУ, 2021. С. 67-75.

23. Окоча А.І, Білоконь Я.Ю. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. Київ: Український духовний центр, 2004. 208 с.
24. Пажи Д.С. Основи техніки розпилювання рідини. Харків: Хімія, 1984. 251 с.
25. Розум Р., Буряк М. Методологія діагностування автомобільних дизельних двигунів. Сучасні технології в машинобудування і транспорті. Том.1. №18. 2022. С. 69-77.
26. Сандомирський М. Г. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни: Навч. посіб. / М. Г. Сандомирський, М. Ф. Бойко, А. Т. Лебедев та ін.; За ред. Проф. А. Т. Лебедева. Київ: Вища шк., 2000. 357 с.
27. Сорокін С. П. Параметри якості роботи розпилювачів форсунок. *Автомобор.* №8(125). 2013. С. 18 – 20.
28. Хісметов Н. З. Підтримання машин у працездатному стані шляхом їх модернізації. *Техніка АПК.* 2004. №2. С. 26–29.
29. Das Common-Rail-System (CR, CRE, CRI, CRS) [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/dicscl/commonrail.htm>.
30. Robert Bosch Diezeleinspritztechnik im Überblick. *Technische Unterrichtung.* Stuttgart, 1989. S. 20-21.
31. Oliskewych M. A Method of designing the diagnostic test for a diesel engine injection system. *Ann. Warsaw Agr.Univ.Agr.* 2001. N 40. P. 17-23.