



ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА
ЕНЕРГЕТИКИ



КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

КВАЛІФІКАЦІЙНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

на тему:

«Підвищення ефективності функціонування дизелів сміттєвозів
покращенням роботи систем їх паливоподачі у ТОВ «Екостайл»
м. Кропивницький »

Виконав:

здобувач групи АТ-21СК-3 Владислав ПОДЛЕСНИЙ
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.Т.Н. , доц. Дмитро ГОЛУБ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К.Т.Н. , доц. Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Кропивницький – 2024 р.

Центральноукраїнський національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра експлуатації та ремонту машин

Освітній рівень – бакалавр

Галузь знань - 27 - «Транспорт»

(шифр і назва)

Спеціальність - 274 - «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Зав. кафедри «Експлуатації та
ремонту машин»**

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
_____ 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ АТЕСТАЦІЙНУ РОБОТУ

_____ Подлесного Владислава Вадимовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Підвищення функціонування дизелів сміттєвозів покращенням роботи систем їх паливоподачі у ТОВ "Екостайл" м. Кропивницький"

керівник роботи _____ Голуб Дмитро Вадимович, канд. техн. наук, доц.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від "01" 04 2024 року №141а-02

2. Строк подання здобувачем роботи 31 травня 2024р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Матеріали переддипломної практики. 2. Методичні вказівки для виконання переддипломної практики. 3. Методичні вказівки для виконання випускної кваліфікаційної бакалаврської роботи.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) В першому розділі провести аналіз парку спеціалізованих транспортних засобів підприємства ТОВ "Екостайл" та процесу паливоподачі дизелів сміттєвозів. Дати аналіз оціночних показників ефективності роботи дизелів сміттєвозів. Навести актуальність та обґрунтовано тему бакалаврської роботи і її практичну новизну.

В другому розділі навести аналіз існуючих підходів до математичного моделювання процесу паливоподачі дизелів. Визначити безвідмовну роботу елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів при діагностуванні. Розробити алгоритм компонування математичної моделі процесу паливоподачі при діагностуванні технічного стану елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів.

У третьому розділі дати аналіз результатів моделювання несправностей пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів. Навести ефективність запропонованих заходів. Розробити рекомендації щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Ілюстративний матеріал подати у вигляді мультимедійної презентації розробленої в програмі MS Power Point, яка буде складатися з наступних слайдів: 1. Мета і основні завдання бакалаврської роботи (А4). 2. Структура парку спеціалізованих транспортних засобів підприємства ТОВ "Екостайл" м. Кропивницького (А4). 3. Розрахункова схема паливної секції дизеля сміттєвоза (А4). 4. Граф стану прецизійних деталей паливної апаратури дизеля сміттєвоза (А4). 5. Вигляд стенду та схема автоматизованого вимірювального комплексу для перевірки і випробування паливної апаратури дизелів сміттєвозів (А4). 6. Математична модель процесу паливоподачі при діагностуванні технічного стану елементів паливної апаратури сміттєвозів (А4). 7. Зовнішня швидкісна характеристика та характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% та 60% пружиною нагнітального клапану (А4). 8. Зовнішня швидкісна характеристика та характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% та 60% пружиною форсунки (А4). 9. База даних та результати розрахунку економічного ефекту від впровадження пропонованої методики діагностування паливної апаратури дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 10. Висновки (А4).

6. Дата видачі завдання 22 квітня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та перевірка першого розділу роботи	06.05.2024	
2	Підготовка та перевірка другого розділу роботи	15.05.2024	
3	Підготовка та перевірка третього розділу роботи	20.05.2024	
5	Підготовка та перевірка ілюстративного матеріалу по бакалаврській роботі	30.05.2024	
6	Формування комплекту документів та зшити бакалаврську роботу	31.05.2024	

Здобувач вищої освіти

_____ Владислав ПОДЛЕСНИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Дмитро ГОЛУБ
(підпис) (прізвище та ініціали)

[illegible]

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна (бакалаврська) робота присвячена питанню покращення продуктивності дизельних двигунів сміттєвозів шляхом підвищення надійності пружних елементів паливного обладнання високого тиску.

Для розв'язання мети в роботі вирішувались наступні завдання:

- проаналізувати закономірність зміни технічного стану паливної апаратури дизелів сміттєвозів та розробити математичну модель паливоподачі, з урахуванням жорсткості її пружних елементів;
- сформулювати методику контролювання стану пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів;
- проаналізувати вплив втрат жорсткості пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів на параметри системи їх паливоподачі;
- розробити практичні рекомендації щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів в експлуатаційному процесі.

Бакалаврська робота виконана на базі ТОВ "Екостайл" м. Кропивницький.

В першому розділі проведено аналіз парку спеціалізованих транспортних засобів підприємства ТОВ "Екостайл" та процесу паливоподачі дизелів сміттєвозів. Дано аналіз оціночних показників ефективності роботи дизелів сміттєвозів. Наведено актуальність та обґрунтовано тему бакалаврської роботи і її практичну новизну.

В другому розділі проведено аналіз існуючих підходів до математичного моделювання процесу паливоподачі дизелів. Визначено безвідмовну роботу елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів при діагностуванні. Розроблено алгоритм компонування математичної моделі процесу паливоподачі при діагностуванні технічного стану елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів.

У третьому розділі дано аналіз результатів моделювання несправностей пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів. Наведено ефективність запропонованих заходів. Розроблено рекомендації щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів.

Кваліфікаційна (бакалаврська) робота складається з вступу, 3 розділів, висновків; містить 61 сторінку тексту, 15 рисунків, 14 таблиць.

					БР.ТТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Ст.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РЕФЕРАТ.....	
ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1	
ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ	
1.1 Аналіз парку спеціалізованих транспортних засобів підприємства ТОВ "Екостайл" та процесу паливоподачі дизелів сміттевозів.....	
1.2 Аналіз оціночних показників ефективності роботи дизелів сміттевозів	
1.3 Актуальність та обґрунтування теми бакалаврської роботи і її практична новизна.....	
РОЗДІЛ 2	
ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ.....	
2.1 Аналіз існуючих підходів до математичного моделювання процесу паливоподачі дизелів.....	
2.2 Визначення безвідмовної роботи елементів паливної апаратури високого тиску сміттевозів при діагностуванні.....	
2.3 Розробка алгоритму компонування математичної моделі процесу паливоподачі при діагностуванні технічного стану елементів паливної апаратури високого тиску сміттевозів.....	
РОЗДІЛ 3	
ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ ЗАХОДІВ КОНТРОЛЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ ТА РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ.....	
3.1 Аналіз результатів моделювання несправностей пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттевозів.....	
3.2 Ефективність запропонованих заходів.....	
3.3 Розробка рекомендацій щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттевозів.....	
ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	

					БР.ТТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Ключовим аспектом для вирішення завдання повного і своєчасного задоволення потреб господарського комплексу і населення країни в перевезеннях є підвищення ефективності і якості роботи транспортної системи [1, 3, 4], включаючи збирання і вивезення твердих побутових відходів (ТПВ) за допомогою розширення застосування дизельних двигунів на транспортних засобах (ТЗ). Згідно з вітчизняними і зарубіжними прогнозами, поршневий двигун внутрішнього згорання залишиться основною енергетичною установкою автомобільного транспорту, і перевага буде надаватися найбільш економічному двигуну, а саме дизелю.

Дослідження у галузі технічної експлуатації сміттєвозів вітчизняного виробництва показують, що ефективність роботи дизеля значно залежить від технічного стану паливної апаратури високого тиску, а відхилення у роботі окремих її елементів призводить до погіршення техніко-економічних показників транспортного засобу [2, 9, 10]. Стан паливної апаратури має значний вплив на всі характеристики дизеля, зокрема на його потужність, споживання палива та теплове навантаження. Дослідження показало, що близько 40% відмов дизелів пов'язані з системою живлення. Таким чином, збереження задовільного стану паливної апаратури є надзвичайно важливим завданням.

Для забезпечення надійності та ефективності роботи системи паливної апаратури у сміттєвозах, необхідно проводити своєчасну оцінку технічного стану цієї апаратури під час її експлуатації. Одним з ключових факторів, який суттєво впливає на продуктивність дизельного двигуна є стабільність жорсткості пружин форсунки та нагнітального клапана. Цей параметр визначає обсяг, тривалість та характер впорскування палива у циліндри двигуна і значно змінюється в процесі його роботи.

Один з методів виявлення порушень цих показників є використання діагностичних комплексів, які можуть за параметрами подачі палива оцінювати технічний стан елементів паливної апаратури в цілому, а також стан пружин форсунок та нагнітаючих клапанів зокрема. Зараз існує відсутність необхідних діагностичних комплексів, що ускладнює об'єктивну оцінку характеру та рівня такого впливу. Вирішення проблеми потребує систематичного діагностування стану паливної апаратури для визначення впливу технічного стану елементів на стабільність жорсткості пружини форсунки та нагнітального клапана дизеля. Успішність контролю якості в процесі експлуатації залежить від ефективності системи діагностики двигуна в цілому.

					БР.АТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ

1.1 Аналіз парку спеціалізованих транспортних засобів підприємства ТОВ "Екостайл" та процесу паливоподачі дизелів сміттєвозів.

Підприємство ТОВ «Екостайл» м. Кропивницького надає послуги у сфері збирання, вивезення і захоронення твердих побутових відходів (ТПВ) та має різноманітний парк спеціалізованих транспортних засобів (ТЗ), а також постійно проводить оновлення спеціалізованого парку рухомого складу (РС) з встановленням систем GPS-навігації для керування та контролю за рухом ТЗ, палива та зв'язку диспетчера з водіями (рис. 1.1).



а)



б)



в)



г)

а -МАЗ КО427 - 32; б -МАЗ - 4371; в -ScaniaP230; г -DAF FAGCF340.

Рисунок 1.1 - Вигляд спеціалізованих ТЗ підприємства ТОВ "Екостайл"

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Подлесний В.			Характеристика роботи системи паливоподачі дизелів сміттєвозів	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Голуб Д.В.						
Реценз.						ЦНТУ, гр. АТ-21-СКЗ		
Н. Контр.		Красота М.В.						
Затверд.		Магопєць С.О						

При проведенні діагностування паливної апаратури основним інформативним показником технічного стану її елементів є значення тиску палива на ділянці паливопроводу «паливний насос - форсунка» [6, 7]. Для виявлення конкретної несправності елементів паливної апаратури, необхідно виявити вплив цих елементів на зміну залежності тиску паливоподачі від кута повороту кулачкового валу паливного насосу. У зв'язку з цим перед проведенням моделювання необхідно досліджувати процес паливоподачі за допомогою математичних моделей.

Для дослідження процесу паливоподачі, згідно теорії гідравлічного розрахунку [15] необхідно виконати наступні заходи: визначитися з перерізом гідравлічного тракту паливної секції, для якої складається модель процесу паливоподачі; вибрати етап в процесі формування паливоподачі; визначитися з граничними умовами, що відповідають етапу і перерізу, які описуються рівняннями граничних умов.

Рівняння граничних умов описують фізичні закономірності, що відбуваються у рамках даного процесу паливоподачі. До таких рівнянь відносяться: рівняння балансу об'ємів палива, рівняння руху елементів паливної апаратури, рівняння збереження суцільності, енергії і т. д.

У основу математичних моделей процесу паливоподачі були покладені рівняння, що описують нестационарний рух рідини в трубопроводі, отримані вченими при дослідженні явища гідроудару. Розрахунок паливоподачі на основі цих рівнянь застосовували багато різних дослідників [15].

Система рівнянь, що описують процеси при гідроударі, вирішена методом Даламбера, стосовно паливної апаратури дизеля має наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + F \cdot \left(t - \frac{x}{a}\right) - W \cdot \left(t - \frac{L-x}{a}\right) \\ C &= \frac{a}{E} \cdot \left[F \cdot \left(t - \frac{x}{a}\right) + W \cdot \left(t - \frac{L-x}{a}\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

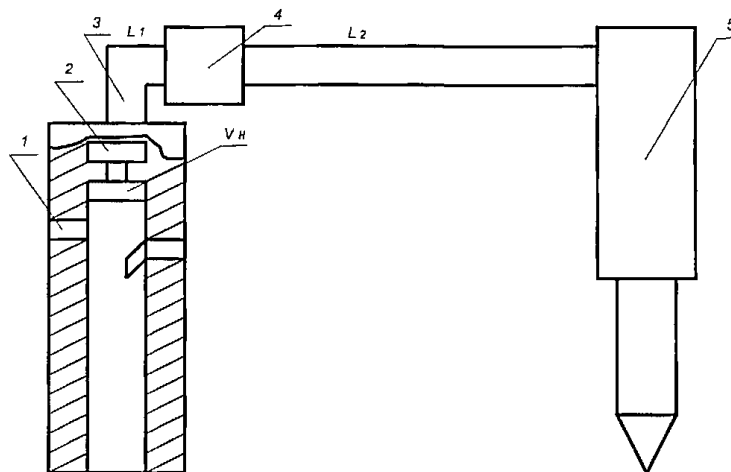
Перше рівняння системи (1.1) показує, що величина зміни тиску палива в часі, виміряна в якій-небудь точці паливопроводу високого тиску, є результатом

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

складання тисків прямої хвилі F , що йде від насоса, і відбитої хвилі W , що йде від форсунки.

Для розробки моделей процесу паливоподачі систему рівнянь (1.1) необхідно доповнити рівняннями граничних умов відповідно до теорії гідродинамічного розрахунку процесу паливоподачі [11]. Для цього необхідно визначити місце гідравлічного тракту паливної секції, для якої моделюється процес паливоподачі і етап формування процесу паливоподачі. Вибір такого місця здійснювався на підставі пошукового експерименту. На підставі проведеного аналізу встановлено, що сигнал тиску, знятий в паливопроводі високого тиску, має досить високу інформативну місткість про технічний стан елементів паливної апаратури високого тиску [11].

Відповідно до вищесказаного було визначено, що найбільш зручним було розміщення датчика тиску в паливопроводі високого тиску, біля штуцера паливного насоса високого тиску. Визначившись з місцем установки датчика, розрахункову схему паливної секції, насоса високого тиску дизеля сміттєвоза можна представити в наступному вигляді (рис. 1.2).



1 - наповнювальне вікно; 2 - нагнітальний клапан; 3 - паливопровід високого тиску; 4 - датчик тиску; 5 - форсунка; V_H - об'єм надплунжерного простору; $V_{ш}$ - об'єм штуцера; L_1 - довжина паливопроводу від насоса до датчика тиску; L_2 - довжина паливопроводу від датчика тиску до замочного конуса голки розпилювача

Рисунок 1.2 - Вигляд розрахункової схем паливної секції дизеля сміттєвоза

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розіб'ємо процес паливоподачі на ряд характерних етапів, що дозволяють проаналізувати роботу усіх елементів паливної апаратури в процесі паливоподачі. Перший етап охоплює період часу від початку руху плунжера вгору до початку реєстрації зростання тиску перед форсункою, другий етап - від початку зростання тиску в нагнітальному трубопроводі до початку впорскування, третій етап пов'язаний з процесом впорскування палива.

Визначившись з перерізом тракту паливоподачі для моделювання і розбивши процес подання палива на етапи, ми отримали початкові дані для складання рівнянь граничних умов. Оскільки ці рівняння несуть інформацію про вплив технічного стану елементів паливної апаратури на процес паливоподачі, то доцільніше розглядати їх в теоретичних розділах, що аналізують етапи процесу паливоподачі.

1.2 Аналіз оціночних показників ефективності роботи дизелів сміттєвозів.

До основних показників ефективності і економічності дизеля відносяться потужність, момент, що крутить, годинний і питомий витрати палива.

Розглянемо детальніше деякі визначення основних показників.

Номінальна потужність N_e , в кВт - ефективна потужність двигуна, що гарантується виробником для певних умов експлуатації. У автомобільних і тракторних дизелях номінальна потужність дорівнює максимальній потужності при номінальній частоті обертання колінчастого валу;

Номінальна частота обертання n_m , в хв^{-1} - частота обертання колінчастого валу двигуна, вказана заводом-виробником для номінальної потужності. Годинна витрата палива G_T , в кг/год - витрата палива за 1 годину в заданому режимі роботи двигуна. Питома ефективна витрата палива g_e , в г/кВт-год - кількість палива, що витрачається двигуном за 1 годину, віднесене до відповідної потужності, що розвивається двигуном.

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежність потужності від основних параметрів двигуна встановлена на основі [11, 15]. Індикаторна потужність двигуна N_t - робота, що здійснюється газами усередині циліндра в одиницю часу.

Для одного циліндра:

$$N_{it} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{(30\tau)}, \quad (1.2)$$

Тоді індикаторна потужність усього двигуна буде рівна:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{(30\tau)}, \quad (1.3)$$

Ефективною потужністю N_e називається корисна робота, що отримується на валу двигуна в одиницю часу. Величина N_e (кВт) може бути визначена за значенням індикаторній потужності через механічний ККД:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{(30\tau)}, \quad (1.4)$$

Середній ефективний тиск P_e є твором ефективної роботи на валу двигуна і механічного ККД:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m, \quad (1.5)$$

Індикаторний ККД характеризує міру використання в дійсному циклі теплоти згорання палива для отримання корисної роботи і є відношенням, рівним індикаторній роботі циклу, до усієї кількості теплоти в циліндрі.

Для автомобільних і тракторних дизелів працюючих на рідкому паливі:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}, \quad (1.6)$$

Звідси отримуємо:

$$P_i = \frac{\eta_i}{l_0 \cdot \alpha} \cdot H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (1.7)$$

Таким чином, зв'язок між ефективною потужністю і основними параметрами двигуна виразиться наступною залежністю:

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_e = \frac{V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \quad (1.8)$$

З аналізу вирази (1.8) видно, що ефективна потужність двигуна в загальному випадку може бути підвищена за рахунок:

- збільшення робочого об'єму циліндра (збільшення діаметру циліндра і ходу поршня);
- збільшення числа циліндрів;
- збільшення частоти обертання колінчастого валу двигуна;
- переходу з чотиритактного на двотактний цикл;
- підвищення теплоти згорання палива;
- підвищення щільності заряду і коефіцієнта наповнення (шляхом застосування наддування, охолодження надувочного повітря, а також за рахунок поліпшення процесів газообміну, зниження опорів на впусканні і випуску і так далі);
- підвищення індикаторного ККД (за рахунок зниження втрат теплоти в процесі стискування і розширення);
- підвищення механічного ККД двигуна (шляхом зменшення площ поверхонь, що труться, за рахунок використання високоякісних олій, що знижують втрати на тертя, а також скорочення насосних втрат).

Як було відмічено вище, на ефективність роботи дизеля сильний вплив здійснюють вихідні параметри системи паливоживлення [11]. Виходячи з вимог, що пред'являються до паливної апаратури, вона повинна оптимізувати процес паливоподачі за наступними показниками:

- циклове подання палива q ;
- кут випередження впорскування φ_s ;
- тривалість впорскування палива.

Важливими показниками процесу впорскування є момент початку впорскування і загальна тривалість впорскування, величини яких створюють умови для своєчасного виділення необхідної кількості теплоти при згоранні

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива у момент проходження поршня поблизу верхньої мертвої точки і визначають одно з умов отримання низької питомої витрати палива [13, 20].

Отже, разом з такими параметрами паливного насоса, як циклове подання палива і нерівномірність розподілу палива по циліндрах двигуна на номінальному режимі, на показники ефективності двигуна значно впливає кут випередження впорскування палива φ_e .

Найбільш прийнятним шляхом для оцінки впливу параметрів паливної апаратури на показники ефективності і паливної економічності двигуна є експериментальне дослідження. Математичну модель зміни показників двигуна можна отримати при його випробуванні по спланованій матриці дослідів при певних поєднаннях регулювань паливної апаратури [22].

Одне з основних завдань математичного планування експерименту полягає в пошуку аналітичного вираження досліджуваного процесу. Математичну модель процесу зміни вихідних параметрів двигуна можна представити у вигляді функції великого числа чинників:

$$U_{t=I}=f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n), \quad (1.9)$$

де $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ - чинники, що впливають на зміну вихідних параметрів.

Розклавши функцію (1.9) в ряд Тейлора в околицях деякої точки багатofакторного простору, отримаємо:

$$U_{t=I}=b_0+\sum_{i=1}^k b_i x_i+\sum_{j=1}^k b_{ij} x_i x_j+\sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2+\dots; \quad (1.10)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} - коефіцієнти регресії рівняння, що характеризують міру впливу окремих чинників на зміну вихідного параметра двигуна.

Вибір оптимальних значень основних регульовальних параметрів паливної апаратури повинен ґрунтуватися на таких значеннях, при комплексній дії яких досягаються значення номінальної потужності при мінімально можливій витраті палива в допустимих межах.

Отже, використання методів математичного планування експерименту дозволить визначити оптимальні значення основних параметрів паливної

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

апаратури, що забезпечують високі потужності і економічні показники двигуна і враховують технічний стан її вузлів і деталей, що безпосередньо беруть участь в організації процесу паливоподачі.

1.3 Актуальність та обґрунтування теми бакалаврської роботи і її практична новизна.

На основі вище викладеного в даній бакалаврській роботі розглядається питання покращення продуктивності дизельних двигунів сміттєвозів шляхом підвищення надійності пружних елементів паливного обладнання високого тиску.

Проблематика даної роботи є актуальною, оскільки аналіз показав, що стан паливної системи має значний вплив на ефективність роботи дизелів, які використовуються у сміттєвозах. Цей вплив виявляється у потужності двигуна, витраті палива та навантаженні на систему охолодження. Тому половину випадків поломок у дизелів сміттєвозів пов'язані з недоліками у паливній апаратурі, що підкреслює важливість регулярних заходів контролю за технічним станом цієї системи.

Для розв'язання мети в роботі вирішувались наступні завдання:

- проаналізувати закономірність зміни технічного стану паливної апаратури дизелів сміттєвозів та розробити математичну модель паливоподачі, з урахуванням жорсткості її пружних елементів;
- сформулювати методику контролювання стану пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів;
- проаналізувати вплив втрат жорсткості пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів на параметри системи їх паливоподачі;
- розробити практичні рекомендації щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів в експлуатаційному процесі.

					БР.АТ.24.05.10.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ

2.1 Аналіз існуючих підходів до математичного моделювання процесу паливоподачі дизелів.

Враховуючи швидкоплинність процесів, що протікають при паливоподачі і велику кількість чинників що впливають на цей процес для того, щоб оцінити інформативність сигналу тиску і можливість його використання для контролю технічного стану паливної апаратури необхідно використати тільки детальні математичні моделі, що враховують максимальну кількість чинників. Проте аналіз існуючих підходів до моделювання процесу паливоподачі показує те, що, незважаючи на досить глибоке опрацювання цього питання багатьма авторами і наявність великої кількості моделей чинників (наявність газової фази, дроселювання палива, хвиловий характер руху рідкого середовища і її інерційність та ін.) адекватних моделей, що враховують множину, що дозволяють імітувати виникнення і розвиток несправностей на даний момент немає. У зв'язку з цим існує необхідність вибору і уточнення моделі, що дозволяє враховувати фактичний технічний стан паливної апаратури.

У роботах О. А. Дудченка, В. Ф. Кіслікова, І. В. Севостьянова, Є. Ю. Форнальчика, А.О. Прохоренка з метою підвищення точності розрахунків враховуються гідравлічні опори паливопроводів, розриви суцільності у кінці впорскування, залишкові вільні об'єми і т. д. [6, 7, 11, 13, 14].

Особливий вплив на процеси паливоподачі і впорскування робить газова фаза. Облік газової фази здійснюють шляхом розрахунку локальних розривів суцільності у кінці процесів впорскування і розрахунку заповнення залишкових вільних об'ємів в початковій стадії робочого циклу [16].

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Формування математичної моделі процесу паливоподачі дизелів сміттєвозів				Літ.	Арк.	Акрушів	
Розроб.		Подлесний В.В.										
Перевір.		Голуб Д.В.										
Реценз.												
Н. Контр.		Красота М.В.							ЦНТУ, гр. АТ-21СК-3			
Затверд.		Магопець С.О										

Особливість розрахунку процесу впорскування палива полягає в окремому розрахунку вхідного і вихідного перерізів обладнання. В той же час для правильного вибору конструктивних параметрів паливної системи потрібне визначення взаємозв'язку між елементами і параметрами паливного насоса, форсунки і паливопроводу. Вказаний взаємозв'язок можна отримати шляхом складання рівняння загального для системи.

Такі рівняння можна скласти, якщо для основних етапів перетворити рівняння у паливного насоса і форсунки, а потім узагальнити їх, використовуючи основні положення теорії впорскування палива.

Як вже відзначалося раніше, підвпорскування палива відбувається при повторному підйомі голки форсунки, викликаним підходом вторинної відбитої хвилі тиску.

Процес виникнення вторинної хвилі тиску, на думку окремих дослідників, відбувається при відображенні хвилі, що прийшла від форсунки до насоса. Проте аналіз, проведений деякими вченими відмічає дещо іншу природу її виникнення при згортанні областей «суперкавітації» в паливопроводі [16, 23].

З підходом прямої або відбитої хвилі тиску до цієї області відбувається її згортання кавітації [11, 16, 24] і утворення інтенсивної вторинної хвилі тиску, яка, накладаючись на тиск палива у форсунки, може викликати додатковий підйом замочної голки і підвпорскування палива, а у штуцера насоса - додаткове розвантаження паливопроводу. Прохоренко А.О. наводить дані [11] про те, що амплітуда хвилі тиску при згортанні розриву суцільності може скласти у форсунки 85% амплітуди прямої хвилі тиску.

Таким чином, для усунення підвпорскування палива, необхідно виключити перезавантаження паливопроводу і умови підходу відбитої хвилі імпульсу тиску до розпилювача в період зниження зусилля пружини, що впливає на голку.

В якості шляху зменшення гідравлічних високочастотних коливань в паливопроводі при згортанні каверн кавітацій передбачається практична відмова від глибокого розвантаження з підвищенням залишкового тиску. Додатково, в

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

якості міри по зменшенню амплітуди виникаючих хвиль при їх підході до розпилювача рекомендується застосовувати демпфер, що згладжує хвилі тиску.

Для поширених систем паливоподачі, що містять насос високого тиску з нагнітальним клапаном і форсунку, які розділені трубопроводом високого тиску, протікання процесу впорскування значною мірою залежить від несталого руху палива в каналі паливопроводу. Двохфазовий потік палива, як основне робоче тіло системи паливоподачі, має високу стисливість і нелінійність з супроводом процесів зміни тиску тепломасообмін, що призводить до сильної дисипації середовища. Внаслідок цього, теоретичні дослідження необхідно проводити із застосуванням, як хвильової динаміки, так і з урахуванням специфіки парорідинних систем.

Рух палива з включеннями газової і парової фази в загальному випадку описуються у вигляді системи рівнянь [11, 24]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(u\rho)}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u\partial u}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{u\partial h}{\partial x} &= \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{u\partial p}{\partial x} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

У зв'язку з достатньою швидкоплинністю процесу і малими змінами температури допустимо паливоподачу описувати з урахуванням адіабатичності процесу на основі лінеаризації системи (2.32).

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} & \frac{\partial \rho}{\partial t} &= -\frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \text{або} \quad \frac{\partial u^2}{\partial t^2} &= \frac{\partial p^2}{\partial x^2}; & \frac{\partial s}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Відомо, що джерело нелінійності це залежність швидкості звуку від стану середовища [17, 20], тоді, припустивши, що масовий газозміст не міняється, а

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

щільність змінюється за рахунок стисливості бульбашок, система (2.31) набере вигляду лінійного хвильового рівняння:

$$\frac{\partial p^2}{\partial t^2} = \frac{\gamma_0 p_0}{\rho_0 \varphi_0} \cdot \frac{\partial p^2}{\partial x^2}, \quad (2.3)$$

що визнається допустимим багатьма авторами [11, 14, 16, 20].

Рішення хвильового рівняння (2.33) по методу Аламбера записується у вигляді системи двох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} p &= p_0 + F\left[t - \frac{x}{a}\right] + W\left[t - \frac{x}{a}\right] \\ u &= u_0 + \frac{g}{a} \left[F\left[t - \frac{x}{a}\right] + W\left[t + \frac{x}{a}\right] \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

де: $F\left[t - \frac{x}{a}\right], W\left[t + \frac{x}{a}\right]$ - імпульси прямої і зворотної хвиль тиску.

Умови проходження хвиль імпульсу подібні до тих, які викликають гідравлічний удар, таким чином, процес впорскування палива є за природою гідравлічним ударом, що виникає перед замочною голкою і розпилюючими отворами розпилювача. При цьому відбувається інтенсивний коливальний процес тиску в паливопроводі, який гаситься тільки за рахунок в'язкості палива, і витрати рідкого середовища через проміжки в прецизійних парах.

У реальному трубопроводі в процесі паливоподачі і її закінчення відбувається зміна градієнтів швидкостей палива, що призводить до виникнення розтягування рідини і утворення розривів суцільності потоку.

Розмір бульбашок в паливному середовищі коливається від 0 до 2,5 мм. Їх розподіл по довжині лінії нагнітання приблизно рівномірне, за винятком випадків, коли при розвантаженні паливопроводу виникає "суперкавітація", у зв'язку з цими процесами сильно змінюється характер поширення хвиль імпульсу тиску з причини значної нелінійності стану середовища, виникають і розвиваються ударні хвилі тиску а також його осциляторні коливання.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Високочастотні коливання тиску накладаються на основні криві зміни тиску. Це відбувається при проходженні фронту хвилі в процесі заповнення каверн кавітацій при відображенні хвиль тиску. При цьому їх інтенсивність буде пропорційна інтенсивності прямої хвилі [21, 24].

$$\left. \begin{aligned} W\left[t + \frac{x}{a}\right] &= F\left[t - \frac{x}{a}\right] e^{\frac{kx}{a}} \\ u &= 2 \frac{g}{a} \left[F\left[t - \frac{x}{a}\right] \right] e^{\frac{kx}{a}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.5)$$

а умова ліквідації каверни кавітації в паливопроводі матиме вигляд:

$$\left[\frac{2f_{mp}}{(a\rho_m)} \right]_{t_2}^{t_1} \int F\left[t - \frac{x}{a}\right] dt \gg V_{iocr}. \quad (2.6)$$

2.1.1 Математичний опис процесу виникнення газової фази в паливній магістралі.

Ліквідація розривів суцільності на початковому етапі паливоподачі відбувається з проходженням хвилі стискування середовища. Приймається, що механізм заповнення вільних об'ємів і умова відображення хвиль тиску описується формулами (2.5) і (2.6). Головним припущенням в цьому випадку є те, що тиск двухфазового середовища - цей тиск насиченої пари палива.

Проте ряд авторів стверджують про руйнування парових бульбашок вже при тиску до 140 кПа [11, 24]. При цьому тиску вони хлопаються з величезними швидкостями з утворенням кумулятивних цівок, що грають значну роль при взаємодії з рідким середовищем і виникненні гідравлічних ударів.

Процес розвитку і згортання парової каверни в полях хвиль розрідження і стискування здійснюється в короткий проміжок часу (до декількох мікросекунд) і з величезними швидкостями зміни радіусу бульбашки.

Запишемо рівняння теплового балансу для парової каверни у виді:

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{dR}{dt} = \left[\frac{\lambda(T - T_{\infty})}{\sqrt{\eta a t} \cdot L \cdot \rho_T} \right], \quad (2.7)$$

З урахуванням рівняння Клайперона-Клазіуса за граничної умови $T = T_{\infty}(t)$ отримуємо залежність:

$$R = \int_0^t \frac{q_1}{\rho_2 L} \cdot dt, \quad (2.8)$$

де q_1 - тепловий потік визначуваний через інтеграл Дюамеля [23]

$$q_1 = -\frac{\lambda}{\sqrt{\eta a}} \int_0^t \frac{\partial T_s}{\partial t} \cdot \frac{dt}{\sqrt{t - t_1}}, \quad (2.9)$$

тобто

$$R = -\int_0^t \frac{\lambda}{\rho_2 L \sqrt{\eta a}} \int_0^t \frac{\partial T_s}{\partial t} \frac{dt}{\sqrt{t - t_1}} dt, \quad (2.10)$$

Припускаючи пару ідеальним газом:

$$\frac{p_1}{\rho_2} = \bar{B} \cdot T_{\infty},$$

Оскільки підводу тепла до рідкого середовища не здійснюється то маємо з рівняння Клазіуса-Клайперона:

$$\frac{dT_s}{dp_2} = \frac{T_s}{(L\rho_2)} \quad \text{или} \quad \frac{dT_s}{dp_2} = \frac{\bar{B}T_s^2}{(Lp_1)} \quad (2.11)$$

Підставивши цей вираз в (2.6), інтеграл Дюамеля для теплового потоку запишеться у виді:

$$q_1 = -\frac{\lambda_1}{R_0} \frac{\bar{B}T_s^2}{(Lp_1)} \Delta p + \frac{R_0}{\sqrt{\eta a}} + \int_0^t \frac{\bar{B}T_s^2}{L} \frac{\delta \ln p_2 \cdot dt}{\delta \tau \sqrt{t - \tau}} \quad (2.12)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З урахуванням аналізу осцилограм тиску, при впорскуванні палива, падіння і підвищення тиску в паливопроводі, в процесі нагнітання, допустимо приймати за лінійним законом [22]. Тоді швидкість зміни тиску b_p визначиться тангенсом кута нахилу апроксимуючої прямої:

$$b_p = \frac{\Delta p}{\Delta t}.$$

Використовуючи в цьому випадку формулу, запропоновану Джоунсоном і Рубером для опису зародження і розвитку парової каверни, маємо:

$$R(t) = \left[\frac{\rho_{O_2}}{\rho_2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[R_{kp} + k_s \frac{2\lambda \cdot \Delta T^*}{L\rho_{O_2} \cdot \sqrt{\eta a}} \cdot \sqrt{t} + k_s \frac{4\lambda \cdot b_p}{L\rho_{O_2} \cdot \sqrt{\eta a}} - t^{\frac{3}{2}} \right] \quad (2.13)$$

де $k_s = \frac{\eta}{2},$

Аналогічно процес згортання бульбашкової каверни при підвищенні тиску за лінійним законом в першому наближенні описується наступною формулою:

$$R(t) = R_0 \left[1 - \sqrt{3} \frac{2\lambda \cdot T_{so}}{R_0 (L\rho_2)^2 \sqrt{\eta a}} - t^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2.14)$$

При цьому швидкість згортання бульбашки обчислюється за виразом:

$$v_{\Pi} = \sqrt{3} \frac{2\lambda \cdot T_{so}}{(L\rho_2)^2 \sqrt{\eta a}} - t^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

Для порожнистої бульбашки в припущенні, що рідина нестискувана також справедливо рівняння Релея [76].

$$R \frac{dR^2}{dt^2} + \frac{3}{2} \left[\frac{dR}{dt} \right]^2 = \frac{p(R) - p_{\infty}}{\rho_1} \quad (2.16)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У найбільш простому випадку:

$$p(R) = p_2 = p_0 \left[\frac{R_0}{R} \right]^{3\gamma} \quad (2.17)$$

При обліку в'язкості рідкого середовища:

$$p(R) = p_2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{\mu}{R} \cdot \frac{dR}{dt} \quad (2.18)$$

У ряді джерел [11, 15, 16, 24] відзначається, що в'язкість рідкого середовища істотно проявляється в місці максимальних градієнтів швидкості. У разі зростання або згортання бульбашки градієнти швидкості максимальні поблизу меж розділу, тому ефект в'язкості рідини враховується додатковим вкладом тиску в рівняння Релея:

$$R \frac{dR^2}{dt^2} + \frac{3}{2} \left[\frac{dR}{dt} \right]^2 + \frac{4}{3} \cdot \frac{\mu}{R} \cdot \frac{dR}{dt} = \frac{p_2 - p_\infty}{\rho_1} \quad (2.19)$$

Це рівняння описує динаміку бульбашки з урахуванням втрат на в'язке тертя на межі середовищ при зміні його розмірів.

На відміну від парових бульбашок, повного руйнування газових не відбувається навіть при високих тисках за період між впорскуваннями палива. Спостерігається лише їх сильне стискування і дроблення на дрібніші. Навіть в умовах досягнення газорідинною системою такого ж модуля об'ємної пружності як у палива, газ міститься в ній нерозчиненим [11, 15, 18].

Вплив газових бульбашок, на відміну від парових, додатково полягає в їх осциляції, що призводить до появи так званого "передвісника тиску" і акустичному випромінюванні. У зв'язку з цим, з метою спрощення математичної моделі розрахунків ведеться в припущенні про нульовий тиск і пустотний характер бульбашок. Виходячи з цього і, провівши розрахунки за часом згортання пустотних бульбашок, визначуваний розрахунковий максимально можливий часовий інтервал для визначення розрахункової сітки. Більший

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

часовий інтервал при розрахунках з урахуванням згортання каверн кавітацій приведе до значних погрішностей розрахунку.

Проведені попередні розрахункові дослідження показали, що зважаючи на надзвичайну складність процесу паливоподачі, скласти модель, що описує його, врахувати усю сукупність умов, супутню реальному процесу неможливо [11]. Тому для вирішення поставленого завдання необхідно проаналізувати лише характер зміни осцилограми тиску, для виявлення її зв'язку з технічним станом паливної апаратури. З урахуванням вищевикладеного, моделювання можна проводити, прийнявши ряд припущень: швидкість поширення хвилі тиску постійна; опір і пульсація трубопроводу не враховується; привід плунжера абсолютно жорсткий; витік палива через знос прецизійних елементів залежить тільки від середнього проміжку в сполученні; протитиск в циліндрі двигуна постійний.

2.2 Визначення безвідмовної роботи елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів при діагностуванні.

Ймовірність безвідмовної роботи прецизійних пар можна виразити аналітичною залежністю, використовуючи теорію графів [6, 13]. Застосування теорії графів для аналізу випадкових процесів припускає використання геометричної схеми, так званого графа станів.

На рисунку 2.1 представлений розмічений граф стану прецизійних деталей паливної апаратури дизеля сміттєвоза. Паливна апаратура представлена у вигляді деякої системи, яка може знаходитися в одному з декількох станів: S_0 - всі прецизійні деталі знаходяться в працездатному стані; S_1 - сталася відмова розпилювача форсунки; S'_1 - сталася відмова плунжерної пари; S_2 - сталася відмова нагнітального клапана; S''_2 - після відмови розпилювача сталася відмова плунжерної пари, після відмови розпилювача сталася відмова нагнітального клапана.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перехід системи з одного стану в інший відбувається під дією потоку відмов з інтенсивностями λ_p - інтенсивність потоку відмов розпилювачів форсунок, $\lambda_{пп}$ - інтенсивність потоку відмов плунжерних пар, $\lambda_{нк}$ - інтенсивність потоку відмов нагнітальних клапанів.

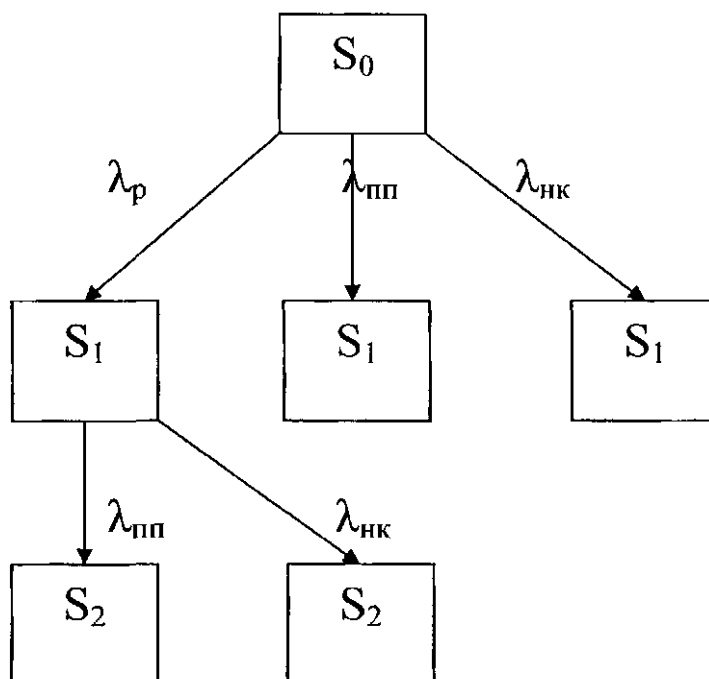


Рисунок 2.1 - Розмічений граф стану прецизійних деталей паливної апаратури дизеля сміттєвоза

Очевидно, що сума ймовірності усіх подій у будь-який момент часу t буде:

$$\sum_i P(t) = 1 \quad (2.20)$$

Визначимо ймовірність попадання системи в кожного з можливих станів. Для цього можна використати рівняння Колмогорова, які складаються за правилом: похідна вірогідності будь-якого стану дорівнює сумі потоків вірогідності, що переводять систему в цей стан, мінус сума усіх потоків вірогідності, що виводять систему з цього стану:

$$\frac{dP(t)}{dt} = P_j(t) \sum_{j=1}^n \lambda_j(t) - P_i(t) \sum_{i=1}^n \lambda_i(t) \quad (2.21)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ймовірність стану S_0 це ймовірність того, що у момент часу t система знаходиться в стані S_0 . Надамо t малий приріст Δt і визначимо ймовірність того, що за час Δt система не вийшла з цього стану:

$$P_{S_0}(t + \Delta t) = P_{S_0}(t)[1 - \lambda \Delta t] \quad (2.22)$$

Перетворимо вираз 2.22 з урахуванням того, що $\lambda = \lambda_{PL} + \lambda_{III} + \lambda_{HK}$, і отримаємо:

$$\frac{P_{S_0}(t + \Delta t) - P_{S_0}(t)}{\Delta t} = -[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]P_{S_0}(t) \quad (2.23)$$

Спрямувавши Δt до нуля, отримаємо диференціальне рівняння Колмогорова для цього стану:

$$\frac{dP_{S_0}}{dt} = -[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]P_{S_0} \quad (2.24)$$

Звідси:

$$\frac{dP_{S_0}}{P_{S_0}} = -[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]dt \quad (2.25)$$

Проінтегруємо обидві частини рівняння і отримаємо:

$$\ln P_{S_0} = -[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]t + \ln C_0, \quad (2.26)$$

Згідно з визначенням логарифма маємо:

$$-[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]t = \ln e^{-[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]t}. \quad (2.27)$$

C_0 -постійна інтеграції, тоді:

$$\ln P_{S_0} = \ln e^{-[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]t} + \ln C_0. \quad (2.28)$$

Потенціюючи, отримуємо ймовірність події:

$$P_{S_0} = e^{-[\lambda_p + \lambda_{nm} + \lambda_{нк}]t}. \quad (2.29)$$

Розглянемо ймовірність стану S_1 , коли у момент часу t станеться відмова розпилювача форсунки. Для даного випадку диференціальне рівняння має наступний вигляд:

$$\frac{dP_{S_1}}{dt} = \lambda_p P_{S_0} - [\lambda_{nm} + \lambda_{нк}]P_{S_1}. \quad (2.30)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконавши перетворення, аналогічні описаним вище, остаточно отримаємо ймовірність події S_1 :

$$P_{S_1} = -e^{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t} + e^{-[\lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t}. \quad (2.31)$$

Ймовірність стану S_2 - це ймовірність того, що після відмови розпилювача сталася відмова плунжерної пари. Диференціальне рівняння для цього випадку запишеться у виді:

$$\frac{dP_{S_2}}{dt} = \lambda_{nn} P_{S_1}. \quad (2.32)$$

Виконуючи перетворення, аналогічні для визначення вірогідності S_0 , отримуємо:

$$P_{S_2} = \lambda_{nn} \left(-\frac{1}{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]} e^{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t} + \frac{1}{-[\lambda_{nn} + \lambda_{нк}]} e^{-[\lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t} \right) + \left(\frac{\lambda_{nn} \lambda_p}{(\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк})(\lambda_{nn} + \lambda_{нк})} \right). \quad (2.33)$$

Ймовірність стану S'_2 - ймовірність того, що після відмови розпилювача сталася відмова нагнітального клапана.

Диференціальне рівняння для цього стану має вигляд:

$$\frac{dP_{S'_2}}{dt} = \lambda_{нк} P_{S_1}. \quad (2.34)$$

Після виконання перетворень ймовірність стану S'_2 буде:

$$P_{S'_2} = \lambda_{нк} \left(-\frac{1}{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]} e^{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t} + \frac{1}{-[\lambda_{nn} + \lambda_{нк}]} e^{-[\lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t} \right) + \left(\frac{\lambda_{нк} \lambda_p}{(\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк})(\lambda_{nn} + \lambda_{нк})} \right). \quad (2.35)$$

Виконуючи аналогічним чином подальші дії, знаходимо відповідну ймовірність станів S'_1 і S''_1 :

$$P_{S'_1} = \frac{\lambda_{nn}}{\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}} (1 - e^{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t}), \quad (2.36)$$

і відповідно:

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{s_1} = \frac{\lambda_{нк}}{\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}} (1 - e^{-[\lambda_p + \lambda_{nn} + \lambda_{нк}]t}). \quad (2.37)$$

Отримані рівняння (2.33), (2.35), (2.36), (2.37) в сумі дають ймовірність настання відмови прецизійних деталей другій мірі складності:

$$Q''_{пд} = P_{s_1} + P_{s_1'} + P_{s_2} + P_{s_2'}. \quad (2.38)$$

Ймовірність безвідмовної роботи паливної апаратури з урахуванням відмов другої групи складності матиме вигляд:

$$P'' = 1 - Q''_{пд}. \quad (2.39)$$

Як видно з отриманих рівнянь, ймовірність безвідмовної роботи прецизійних пар паливної апаратури визначається інтенсивністю їх відмов. А відмови прецизійних деталей, у свою чергу, визначаються зміною стану робочих поверхонь і зависанням голки розпилювача і плунжера у втулці [13].

2.3 Розробка алгоритму компонування математичної моделі процесу паливоподачі при діагностуванні технічного стану елементів паливної апаратури високого тиску сміттєвозів.

Розглядаючи роботу паливної апаратури послідовно в часі, алгоритм компонування в загальному вигляді може бути представлений таким чином:

1. Розв'язок системи граничних умов роботи паливного насосу є визначення функції $\psi_1(t)$ на i -му розрахунковому кроці. Вхідними даними є: частота обертання валу приводу паливного насосу p і розрахункові параметри підпрограми визначення крутильних коливань валу.

2. Розв'язок рівняння палива, що моделює потік в паливному насосі. Вихідними параметрами розв'язку рівняння є тиск біля входу у форсунку $P(L, t)$, швидкість палива біля входу у форсунку $Un(t)$ на i -му кроці за часом функціонування.

3. Розв'язок системи граничних умов роботи форсунки є визначення функції $\psi_2(t)$. Визначення граничних умов на кінці трубопроводу для $i = 1$ -го - кроку інтеграції рівняння пункту 2.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Запис і аналіз вибраної підмножини G вихідних параметрів. Перехід до пункту 1.

Енергетичні показники роботи дизеля сміттєвоза є результатом стендових моторних випробувань, які визначаються в залежності від характеристик паливоподачі при наявності справної паливної апаратури, а також після моделювання несправностей паливного насосу і форсунки.

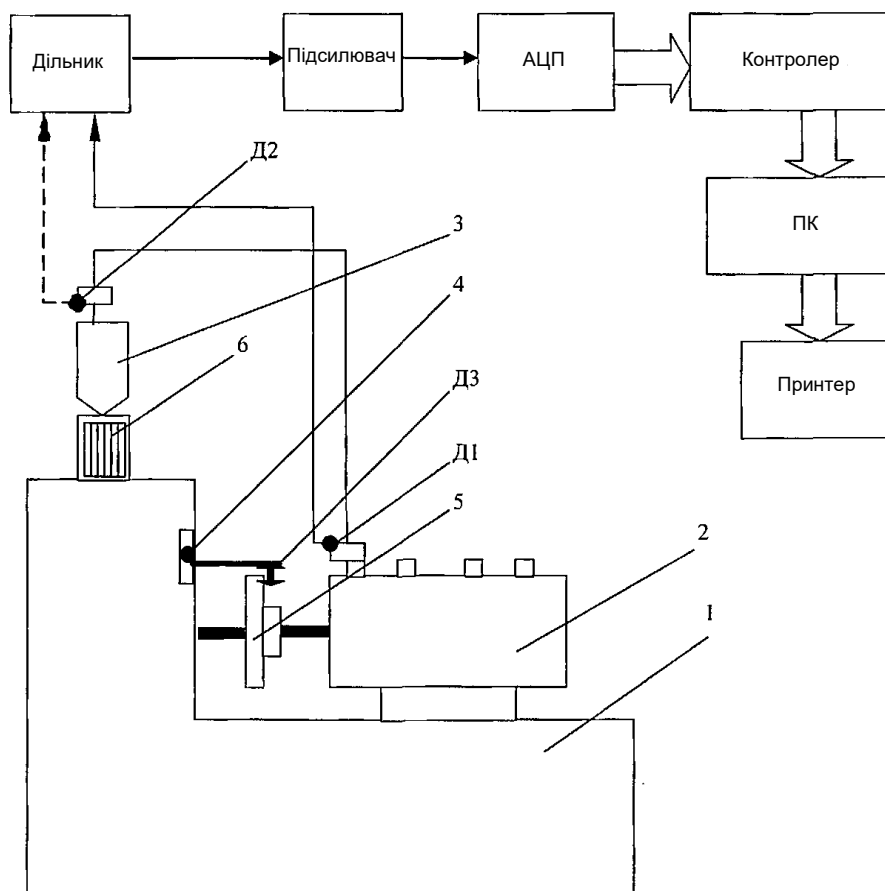
Для проведення безмоторних експериментів використовується спеціальний стенд з паливним насосом високого тиску від Mirkoz (рис. 2.2), на якому також присутні комплект трубопроводів високого тиску та стандартні форсунки. На стенді є стандартні вимірювальні прилади та пристосування.



Рисунок 2.2 - Загальний вид стенду для перевірки та випробування паливної апаратури дизелів сміттєвозів

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Модулі з'єднані між собою за допомогою системи провідників і шин, які утворюють канал для обміну інформацією наведені на рис. 2.3.



1 - стенд для перевірки і випробувань паливного насосу; 2 - паливний насос; 3 - форсунка; 4 - манометр; 5 - диск; 6 - мензурки; Д1 - датчик тиску штуцера паливного насосу; Д2 - датчик тиску штуцера форсунки; Д3 - датчик синхронізатору

Рисунок 2.3 - Блок-схема автоматизованого вимірювального комплексу паливної апаратури дизелів сміттєвозів

Система має багатоканальну структуру, що дозволяє одночасно реєструвати та обробляти дані, що надходять через декілька різних каналів. Для обробки та відображення інформації у формі графічних залежностей, комп'ютер обладнаний відповідним програмним забезпеченням. Результат може бути відображений як на монітор комп'ютера, так і надрукований за допомогою принтера з можливістю збереження цих даних у пам'яті комп'ютера або без такої можливості.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсно процес функціонування паливної апаратури дизеля співпадає з пунктами алгоритму компонування математичної моделі. За проміжок часу Δt вал приводу паливного насосу повертається на деякий кут. При цьому плунжера піднімаються і опускаються на деякі відстані згідно з профілем кулачків і з урахуванням коливань (зрушень перерізів валу один відносно одного) валу. Рух плунжера змінює граничні умови у вхідного перерізу.

Потім розглядається наступний проміжок Δt , тобто послідовно моделюється робота усіх елементів паливної апаратури. Послідовне компонування алгоритму наочно описує цикл роботи паливної апаратури, але її програмна реалізація вимагає побудови великої кількості зв'язків. В зв'язку з цим доводиться забезпечувати велику кількість звернень, а використання редуційної схеми завдання, крім того змушує до застосування великої кількості логічних елементів для визначення етапності функціонування паливного насосу та форсунки.

З метою мінімізації кількості зв'язків між розрахунковими блоками об'єднаємо усі розрахункові блоки в один, форма якого визначається етапністю функціонування паливного насосу та форсунки на цьому розрахунковому кроці. Сукупність форм розрахункових блоків утворює безліч $R = \{R_1, R_2, \dots, R_n\}$. Для реалізації такого одноблочного компонування алгоритму необхідно визначити розмір множин R , його елементи, а також функцію управління U , яка є множиною $U = \{U_1, U_2, \dots, U_n\}$ (де U_i - логічні керуючі елементи) включенням елементів множин R . Для цього розглянемо послідовно увесь цикл впорскування.

Оскільки паливний насос за цикл впорскування може знаходитися в чотирьох станах, що відповідають чотирьом етапам функціонування, і форсунка в п'яти, то теоретично можливі комбінації взаємозв'язку етапів роботи паливного насосу і форсунки можна представити таким чином. Позначимо етап функціонування паливного насосу як R , а форсунки U . Виходячи з необхідності переходів від елементу до елементу множини R , функцію управління

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одноблоковою розрахунковою схемою (елементами R_i), постійну на елементах множини U представимо певним алгоритмом.

На початковому етапі руху плунжера для відкриття нагнітального клапана перша компонента множини R визначається рівнянням:

$$R_1: P_t = \mu_0 f_0(h) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_0)} - S_n U_n(t) \quad (2.40)$$

Очевидно, що функція управління при цьому визначається як:

$$U_1: P_n(t) \geq P_{нк} \quad (2.41)$$

При відкритті нагнітального клапана паливо, що поступає в порожнину штуцера створює пряму хвилю тиску в паливному насосі і до досягнення нею форсунки функціонує друга компонента великої кількості в сукупності з рівнянням потоку палива в паливному насосі, яке означає $L(x, t) = 0$.

Функція управління в цьому випадку вирішує подвійну задачу. По-перше - аналіз стану тиску палива біля входу у форсунку, по-друге обмеження по положенню плунжера відносно впускних вікон (початок 3-го етапу), тобто:

$$U_2: \begin{cases} P(l, t) \geq P_\phi(t), (1) \\ h_n(t) \geq h_{2BO}, (2) \end{cases} \quad (2.42)$$

де h_{2BO} - геометрична величина межі розташування впускних вікон.

Друге завдання функції управління вирішується автоматично визначенням розміру циклу (конструктивний параметр).

При виконанні I-ої умови функції управління U_{21} отримуємо третю компоненту множини R , яка утворюється об'єднанням R_2 з рівнянням першого етапу роботи форсунки:

$$R_3: \left. \begin{aligned} R_2; \\ U_n(t) f_{mp} = \beta V_\phi^1 \frac{dP_\phi}{dt}; \\ L(x, t) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому граничні умови для $L(x,t)$ беруться за попередній розрахунковий крок, тобто рівняння вирішується як би з випередженням на крок Δt з минулими вхідними умовами. Таке умовне представлення об'єднує дві системи, розділені між собою рівнянням коливань палива, в одну, вирішувану спільно з рівнянням $L(x,t)$, що визначає вихідні параметри для наступного кроку інтеграції.

При виконанні другої умови U_{22} паливний насос переходить в третій етап. При цьому визначається сьома складова великої кількості як об'єднання третього етапу роботи паливного насосу з рівнянням $L(x, t)$.

Функція управління для третього елементу множини R залишає в собі умову U_{22} для можливості переходу в легший третій етап роботи паливного насосу, а також включає умову для реалізації переходу до I-го етапу роботи форсунки:

$$U_3 : \begin{cases} h_H(t) \geq h_{2BO}; (1) \\ P_\Phi(t) \geq P_{\Pi\Pi}; (2) \end{cases} \quad (2.44)$$

Функція управління для сьомого елементу включає умову U_{31} , а також умову переходу до четвертого етапу роботи паливного насосу, тобто:

$$U_7 : \begin{cases} P_\Phi(l,t) \geq P_\Phi(t), (1) \\ h_h(t) \geq h_{2BOO}, (2) \end{cases} \quad (2.45)$$

При виконанні умови U_{31} математична модель функціонує по елементу множини R . При цьому паливний насос переходить в третій етап роботи. Форсунка працює на першому етапі. Елемент множини R_9 має наступний вигляд:

$$R_9 : \begin{cases} R_7; \\ U_\Pi(t)f_{mp} = \beta V_\Phi^1 \frac{dP_\Phi}{dt}; \\ L(x,t) = 0 \end{cases} \quad (2.46)$$

Функція управління U_9 припускає можливість переходу форсунки на 2-й режим роботи, а також припускає умови U_{72} тобто:

$$U_9 : \begin{cases} P_\Phi(t) \geq P_{\Pi\Pi}, (1) \\ h_\Pi(t) \geq h_{2BOO}, (2) \end{cases} \quad (2.47)$$

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а при виконанні U_{32} форсунка однозначно переходить в другий етап роботи, і на другому етапі функціонує паливний насос, тобто елемент реалізований системою R_2 .

При цьому функція управління утримує умову переходу паливного насосу на полегшеному третьому етапі роботи форсунки:

$$U_4 : \begin{cases} h_2(t) \geq h_{2B0}; (1) \\ h_u(t) \geq h_{u\max}; (2) \end{cases} \quad (2.48)$$

де $h_{u\max}$ - максимальний підйом голки форсунки.

Аналогічні міркування по алгоритму функції управління можна провести і для інших елементів множини R і U .

Позначивши системи етапів роботи паливного насосу як $T_1(t)$, $T_2(t)$, $T_3(t)$, $T_4(t)$, (індекси 1, 2, 3, 4 характеризують етап роботи), а форсунки як $F_1(t)$, $F_2(t)$, $F_3(t)$, $F_4(t)$ для елементів множини R , що залишилися, отримаємо аналітичні вирази.

$$\begin{aligned} R_5 &: \begin{cases} T_2(t); \\ T_3(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_6 &: \begin{cases} T_2(t); \\ F_u(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_7 &: \begin{cases} T_3(t); \\ F_2(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{10} &: \begin{cases} T_3(t); \\ F_3(t); \\ L(x,t). \end{cases} \\ R_{11} &: \begin{cases} T_3(t); \\ F_4(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{12} &: \begin{cases} T_4(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{13} &: \begin{cases} T_4(t); \\ F_1(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{14} &: \begin{cases} T_4(t); \\ F_2(t); \\ L(x,t). \end{cases} \\ R_{15} &: \begin{cases} T_4(t); \\ F_3(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{16} &: \begin{cases} T_4(t); \\ F_4(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{17} &: \begin{cases} T_1(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{18} &: \begin{cases} T_2(t); \\ L(x,t). \end{cases} \\ R_{19} &: \begin{cases} T_3(t); \\ L(x,t). \end{cases} & R_{20} &: \begin{cases} T_4(t); \\ L(x,t). \end{cases} \end{aligned}$$

П'ятий елемент R_5 є системою сукупної роботи паливного насосу на другому етапі і форсунки на третьому, шостий елемент R_6 - робота паливного насосу на 2-му етапі і форсунки на четвертому і т.д. Розрахункові блоки R_{17} , R_{18} , R_{19} , R_{20} , розглядають роботу паливного насосу при закритому нагнітальному клапані. При цьому граничний режим біля входу в насос вироджується в однорідний кінець відрізка, що відбиває зворотні хвилі ізольована порожнина штуцера. Подальше моделювання роботи паливного насосу при цьому не має

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сенсу, тому розглядається лише робота форсунки і модель потоку палива в нагнітальному такті, яка після завершення виконання R_{17} є моделлю гідроудару.

Представлена математична модель дозволяє виконувати розрахунки і проводити аналіз впливу якості паливної апаратури на параметри паливоподачі в дизелях сміттєвозів, фактично визначивши вид несправності її елементів.

2.3.1 Математичне моделювання процесів паливоподачі при діагностуванні технічного стану форсунки

Аналіз робіт [11, 14, 16, 22, 24] показує, що на протікання процесу паливоподачі істотний вплив роблять гідравлічні характеристики відсічного тракту. До елементів відсічного тракту відносяться канали плунжера - осьовий і радіальний, гвинтова проточка на тілі плунжера і відсічне вікно. Баланс палива при відсіченні в загальному вигляді можна представити рівнянням:

$$\alpha V_n \frac{dP_n}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_{BC}} - \mu_k f_k \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_{BC}} - f_k \frac{dh_k}{dt}, \quad (2.49)$$

Основними рівняннями математичної моделі штатної паливної системи є рівняння несталої руху палива в паливопроводі високого тиску, а також рівняння граничних умов у насоса і форсунки [22].

При моделюванні паливної системи і складанні рівнянь граничних умов враховувалися наступні чинники: дроселювання палива у всмоктуючому і відсічному вікнах; розвантажувальна дія і характер руху нагнітального клапана; витоки через проміжки в прецизійних парах; фізичні характеристики палива; хвиловий характер руху рідкого середовища і її інерційність; наявність розривів суцільності палива; шорсткість паливопроводу; насосна дія і характер руху голки форсунки; зміна ефективного прохідного перерізу під конусом голки розпилювача форсунки.

Вибір моделі процесу паливоподачі ґрунтується на наступних положеннях:

- при розрахунку враховується вплив двофазного стану палива і явищ кавітацій, що виникають в такті;

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- можливість оцінки інтенсивності хвильових явищ в такті після закінчення впорскування і їх вплив на формування початкових умов подальшого циклу;

- алгоритм і програма розрахунку мають принцип блочно-модульної побудови, що дає можливість зміни і доповнення програмних модулів залежно від поставленого завдання і з урахуванням змін конструкції паливної апаратури високого тиску.

Метод розрахунку процесу паливоподачі ґрунтується на розв'язку системи диференціальних рівнянь руху палива в такті:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} + 2 \rho k u = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (2.50)$$

де x - поточна координата; a - швидкість звуку в паливі.

Наближений розв'язок системи (2.50) здійснюється з урахуванням загасання хвиль тиску. Відповідно до рішення хвильового рівняння швидкість палива на вході і виході з трубопроводу визначається рівняннями:

$$C_m = \frac{1}{\alpha \rho} (P_n' - P_{ост} + W(t) e^{-\frac{kL}{a}}) \quad (2.51)$$

$$C_m' = \frac{1}{\alpha \rho} (P_{ост} - P_\phi + 2F(t - \frac{L}{a}) e^{-\frac{kL}{a}}) \quad (2.52)$$

де k - коефіцієнт, що враховує гідравлічний опір паливопроводу.

Тиски прямої і зворотної хвиль у насоса визначаються по рівняннях:

$$F(t) = P_n' - P_o + W(t) e^{-\frac{kL}{a}} \quad (2.53)$$

$$W(t + \frac{L}{a}) = P_o - P_\phi + F(t - \frac{L}{a}) e^{-\frac{kL}{a}} \quad (2.54)$$

При складанні рівнянь прийняті наступні обмеження: тиск в підживлюючій магістралі вважається постійним; тертя в плунжерній парі не враховується.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рівняння руху плунжера, представлене у виді, зручному для інтеграції по куту повороту кулачкового валу паливного насосу:

$$\frac{dC_{\kappa\lambda}}{d\varphi} = \frac{F_{\kappa\lambda}}{6nm_{\kappa\lambda}} \quad (2.55)$$

При інтеграції чисельним методом значення швидкості і переміщення клапана на i -му кроці визначаються як:

$$C_{\kappa\lambda i+1} = C_{\kappa\lambda i} + \Delta\varphi \left(\frac{dC_{\kappa\lambda}}{d\varphi} \right)_i, \quad (2.56)$$

$$h_{\kappa\lambda i+1} = h_{\kappa\lambda i} + \Delta\varphi \left(\frac{dh_{\kappa\lambda}}{d\varphi} \right)_i, \quad (2.57)$$

Тоді сумарну поточна витрата через штуцер паливного насосу, що визначає зміну тиску в ньому, можна записати в наступному виді:

$$\sum Q_n = q_{\text{нк}} + f_k C_k - f_m C_m(0, t), \quad (2.58)$$

де $q_{\text{нк}}$ - витрата через нагнітальний клапан;

$f_k C_k$ - зміна об'єму штуцера при русі нагнітального клапана;

$f_m C_m(0, t)$ - витрата палива через переріз паливопроводу на виході з штуцера паливного насосу.

З урахуванням вищевикладеного система рівнянь прийме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_H}{d\varphi} &= \left[f_H C_H - \sigma_1 \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_m} (P_H - P_{BC})} - \sigma_2 \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2}{\rho_m} (P_H - P'_H)} - \right. \\ &\quad \left. - \sigma_3 f_k C_k \times \frac{1}{6n\alpha V_H} \right] \\ \frac{dP'_H}{d\varphi} &= \left[\sigma_2 \mu_k f_k \sqrt{\frac{2}{\rho_m} (P_H - P'_H)} + \sigma_3 f_k C_k + \sigma_4 - f_m C_m + \right. \\ &\quad \left. + \sigma_{\kappa\lambda} \mu_{\kappa\lambda} f_{\kappa\lambda} \sqrt{\frac{2}{\rho_m} (P_H - P'_H)} \times \frac{\sigma_5 k}{6n\alpha' V'_H} \right] \\ \frac{dC_k}{d\varphi} &= \left[f_k (P_H - P'_H) + \frac{f_k - f'_k}{1 + k^2} (P_H - P'_H) - f_k F_{k0} - \delta'_k h_k \right] \times \frac{\sigma_3}{6nm_k} \\ \frac{dh_k}{d\varphi} &= C_k \frac{\sigma_3}{6n} \end{aligned} \right\} \quad (2.59)$$

де k - коефіцієнт (критерій) технічного стану нагнітального клапана.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перше і друге рівняння системи характеризують швидкість зміни тиску в надплунжерному об'ємі і штуцері паливного насосу, третє і четверте рівняння описують параметри руху нагнітального клапана паливного насосу - швидкість і переміщення відповідно. Для визначення черговості рівнянь в обчисленнях використовуються ступінчасті одиничні функції, які залежно від параметрів процесу набувають наступних значень :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \begin{cases} 1 \text{ при } P_n > P'_n \\ -1 \text{ при } P_n < P'_n \end{cases}, & \sigma_2 &= \begin{cases} 1 \text{ при } P_n > P'_n \\ -1 \text{ при } P_n < P'_n \end{cases}, \\ \sigma_3 &= \begin{cases} 0 \text{ при } h_k = 0 \\ 1 \text{ при } h_k > 0 \end{cases} & \sigma_4 &= \begin{cases} 0 \text{ при } h_k > h_{pk} \\ 1 \text{ при } h_k \leq h_{pk} \end{cases} \\ \sigma_5 &= \begin{cases} 0 \text{ при } V'_n > 0 \\ 1 \text{ при } V'_n = 0 \end{cases}, & \sigma_{кл} &= \begin{cases} 1 \text{ при } P_{ак} > P'_n \\ -1 \text{ при } P_{ак} \leq P'_n \end{cases}, \\ \sigma'_{кл} &= \begin{cases} 1 \text{ при } h_k > 0 \text{ и } V'_n > 0 \\ 0 \text{ при } V'_n = 0 \end{cases}\end{aligned}$$

Найбільш помітний вплив наявності вільної газової фази робить на закінчення процесу паливоподачі і формування початкових умов подальшого циклу. Це пов'язано з розвитком інтенсивного хвильового процесу в лінії високого тиску в результаті розвантажуючої дії нагнітального клапана. Вторинні хвилі тиску, що виникають при згортанні парових каверн і розривів суцільності, носять ударний характер і при інтерференції з основними коливаннями палива в паливопроводі високого тиску можуть привести до додаткових підйомів голки розпилювача форсунки і підпорскування палива [23]. У зв'язку з цим для прогнозування якості роботи паливної апаратури розрахунок руху палива в паливопроводі необхідно проводити з урахуванням процесів, що протікають в ньому.

Істотною перевагою цього методу перед іншими є можливість досить повного розрахунку гідродинамічних процесів в лініях високого тиску після закінчення основного впорскування з урахуванням виникаючих кавітаційних явищ, що дозволяє проводити оцінку змін конструкції паливної апаратури, що проводяться, з точки зору їх ефективності, значно скорочуючи витрати часу і матеріалів на проведення натурних експериментів.

					БР.АТ.24.05.20.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ ЗАХОДІВ КОНТРОЛЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ВИСОКОГО ТИСКУ ДИЗЕЛІВ СМІТТЄВОЗІВ ТА РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ

3.1 Аналіз результатів моделювання несправностей пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів.

Аналізуючи отримані в ході проведення безмоторного експерименту дані, можна з упевненістю стверджувати, що технічний стан пружин нагнітального клапана і форсунки, так само як і інші несправності, наприклад, знос прецизійних деталей, робить істотний вплив на формування процесу паливоподачі. Виявлено, що можливе ослаблення пружини нагнітального клапана в процесі експлуатації може привести не лише до зниження тиску впорскування, але і до істотного збільшення циклового подання. Це, у свою чергу, призведе до збільшення витрати палива і неприпустимого підвищення викиду в атмосферу шкідливих речовин.

Аналогічні зміни в процесі паливоподачі виникають при зниженні жорсткості або поломці пружини паливної форсунки. При цьому несправність форсунки робить істотний вплив на процес паливоподачі, чим несправність нагнітального клапана. А зміна процесу паливоподачі, яка викличе неприпустимі зміни регламентованих вихідних параметрів, а саме зниження тиску впорскування і збільшення тривалості циклового подання. Крім того виявлено, що у міру зносу плунжерних пар максимальний тиск паливоподачі знижується приблизно на 5% кожні 20 тис. км пробігу автомобіля.

З вищесказаного виходить, що необхідність в технологічній дії при технічному обслуговуванні і подальшому ремонті паливної секції паливного насоса повинна визначатися зміною тих вихідних параметрів, які окремо або в сукупності відбивають характеристики процесу паливоподачі.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Оцінка ефективності запропонованих заходів контролю паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів та розробка рекомендацій щодо їх застосування	Лім.	Арк.	Акрушіє	
Розроб.		Подлесний В.В.							
Перевір.		Голуб Д.В.							
Реценз.						ЦНТУ, гр. АТ-21-СК-3			
Н. Контр.		Красота М.В.							
Затверд.		Магопєць С.О							

З усіх регламентованих вихідних параметрів найбільш чутливим до міри зносу прецизійних елементів насоса є циклове подання, оскільки воно першим виходить за межі допустимих значень. Таким чином, оцінним параметром зносу плунжерної пари, нагнітального клапана і паливної форсунки слід вибрати зміну циклового подання і зниження тиску в нагнітальній магістралі високого тиску. Провівши аналіз можна відмітити те, що моделювання спільного послаблення пружин нагнітального клапана і форсунок приводить до повного порушення процесу паливоподачі, а вихід регламентованих параметрів за встановлені межі настає при послабленні пружин нагнітального клапана і форсунки на 20% навіть без урахування впливу зносу плунжерної пари.

Таким чином, можна зробити висновок, що відстежування в процесі контролю стану нагнітального клапана і форсунки по виду і мірі змін параметрів паливоподачі дозволяє робити прогноз про те, чи мають ці вузли необхідний запас ресурсу до наступної перевірки або вимагають негайної заміни або ремонту. Причому, як відзначалося вище, ця операція не вимагає розбирання елементів паливної апаратури двигуна сміттєвоза, а потребує тільки установки датчика тиску у штуцера паливного насосу у найбільш інформативному місці лінії високого тиску. Перед проведенням моторного експерименту були визначені вихідні параметри дизеля при справній паливній апаратурі. Дані вимірів приведені в табл. 3.1 і табл. 3.2. Надалі з цими значеннями порівнювалися результати досліджень роботи дизеля сміттєвоза з паливною апаратурою в якій моделювалася несправність.

Таблиця 3.1 - Вихідні параметри дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 при справній паливній апаратурі (зовнішня швидкісна характеристика)

№ п.п.	n, хв ⁻¹	М _е , Нм	№ _е , кВт	G _е , кг/год	g _е , г/кВт год
1	1000	586	93	19,67	211,505
2	1200	600	95	20,04	210,947
3	1400	630	109	24,45	224,311
4	1600	655	124	27,38	220,806
5	1800	658	136	30,07	221,102
6	2000	648	145	32,74	225,793
7	2200	632	150	34,68	226,66
8	2400	620	153	36,59	239,150
9	2600	607	155	38,35	247,419

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 - Вихідні параметри дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 при справній паливній апаратурі (характеристика навантаження)

№ п.п.	n , хв ⁻¹	P , Нм	M_e , Нм	N_e , кВт	G_b , кг/год	g_e , г/кВт год
1	1700	5	162,5	121,3	28,20	232,554
2	1700	10	181,6	128,5	28,98	225,525
3	1700	15	209,6	133,8	29,87	223,149
4	1700	20	231,8	137,4	30,27	220,305
5	1700	25	276,6	138,1	30,59	221,506
6	1700	30	302,9	138,4	31,18	225,289
7	1700	35	353,8	138,8	31,74	228,674
8	1700	40	405,8	139,5	32,07	229,892
9	1700	45	457,8	140,3	34,38	245,046
10	1700	50	498,1	141,3	35,45	250,884
11	1700	55	553,2	141,9	36,04	253,981
12	1700	60	602,9	142,7	37,35	261,837

Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 із справною паливною апаратурою представлена на рис. 3.1. Після проведених досліджень справної паливної апаратури були зняті моторні параметри при моделюванні можливих несправностей однієї з паливних секцій паливного насосу.

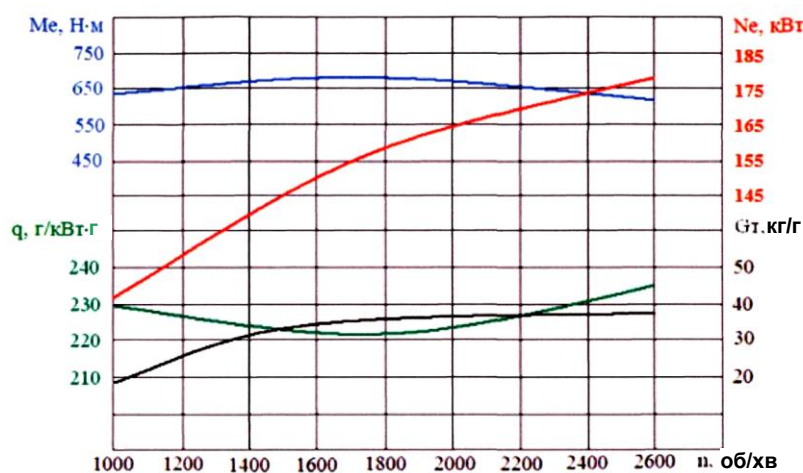


Рисунок 3.1 - Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 з штатною, справною паливною апаратурою

Характеристика навантаження дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 із справною паливною апаратурою представлена на рис. 3.2.

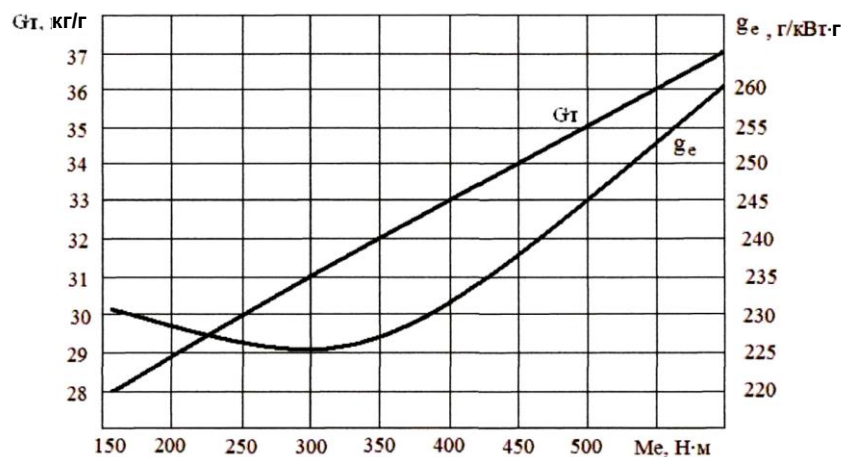


Рисунок 3.2 - Характеристика навантаження дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 при справній паливній апаратурі

Результати моторного експерименту підтверджують дані стендових випробувань. На усіх випробувальних режимах роботи двигуна сміттевоза було відмічено погіршення вихідних показників дизеля сміттевоза. Проаналізувавши залежності тиску паливоподачі при несправному нагнітальному клапані, помітно, що зниження жорсткості пружини на 20% лише трохи знижує тиск впорскування і практично не впливає на циклове подання. Характер протікання кривих на графіках швидкісної і навантаження характеристик істотно не змінився. Подальше зниження жорсткості пружини (на 40%) привело до зниження тиску впорскування на 10,4% і збільшення циклового подання на 6,6%. Моторні параметри при моделюванні цієї несправності погіршали в середньому на 6,2% в порівнянні із справною паливною апаратурою. Дані приведені в таблицях 3.3 і 3.3.

Таблиця 3.3 - Дані моторного експерименту при послабленні пружини нагнітального клапану на 40% (зовнішня швидкісна характеристика)

№ п.п.	n, хв ⁻¹	Me, Нм	Ne, кВт	G _b , кг/год	ge, г/кВт год
1	1000	537,1	85,4	21,28	249,180
2	1200	550,8	87,2	21,68	248,623
3	1400	578,3	100,1	26,45	264,235
4	1600	601,3	114,1	29,62	259,596
5	1800	604,1	124,8	32,53	260,657
6	2000	594,8	133,1	35,35	265,589
7	2200	580,2	137,7	37,52	273,868
8	2400	569,2	140,5	39,59	281,779
9	2600	557,3	142,3	41,49	291,567

Характер протікання кривих на графіках швидкісної і навантаження характеристик однозначно вказує на погіршення моторних параметрів (рис. 3.3). Для наочності криві нанесені на графіках характеристик при справній паливній апаратурі. Подальше зниження жорсткості пружини (на 60%) веде до зниження тиску впорскування паливною секцією на 25,5%. Значення циклового подання в порівнянні з попереднім експериментом виросло склало 7,2%. Випробування двигуна при моделюванні цієї несправності показали погіршення моторних показників на 7,8%, в порівнянні із справною паливною апаратурою.

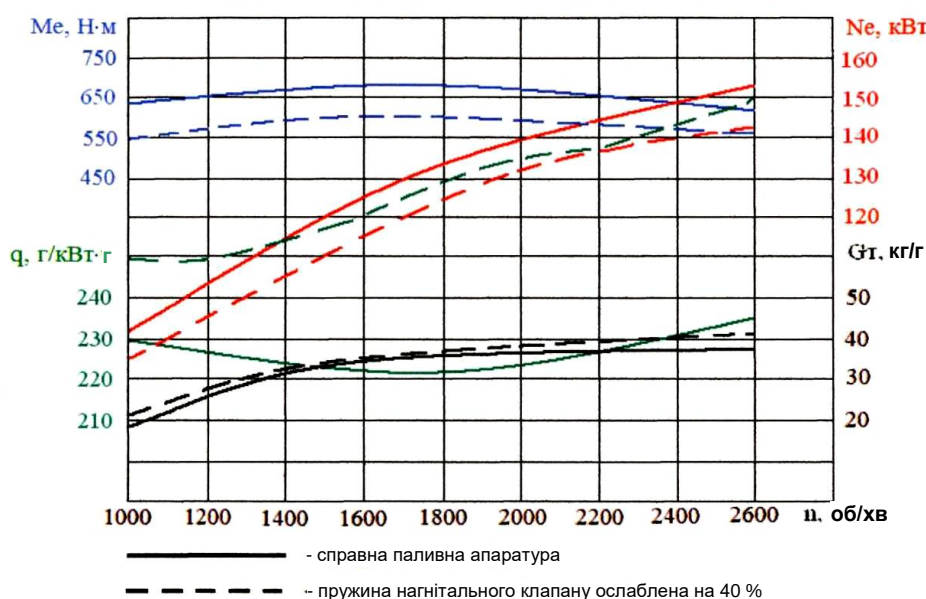


Рисунок 3.3 - Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% пружиною нагнітального клапану

Таблиця 3.4 - Дані моторного експерименту (характеристика навантаження) при послабленні пружини нагнітального клапану на 40%

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$P, \text{Нм}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_b, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1700	5	162,5	121,3	29,79	245,669
2	1700	10	181,6	128,5	29,95	243,304
3	1700	15	209,6	133,8	32,22	240,881
4	1700	20	231,8	137,4	32,17	234,845
5	1700	25	276,6	138,1	32,60	236,125
6	1700	30	302,9	138,4	33,23	240,158
7	1700	35	353,8	138,8	33,83	243,731
8	1700	40	405,8	139,5	34,18	245,017
9	1700	45	457,8	140,3	36,64	261,154
10	1700	50	498,1	141,3	37,78	267,374
11	1700	55	553,2	141,9	38,41	270,683
12	1700	60	602,9	142,7	39,81	278,976

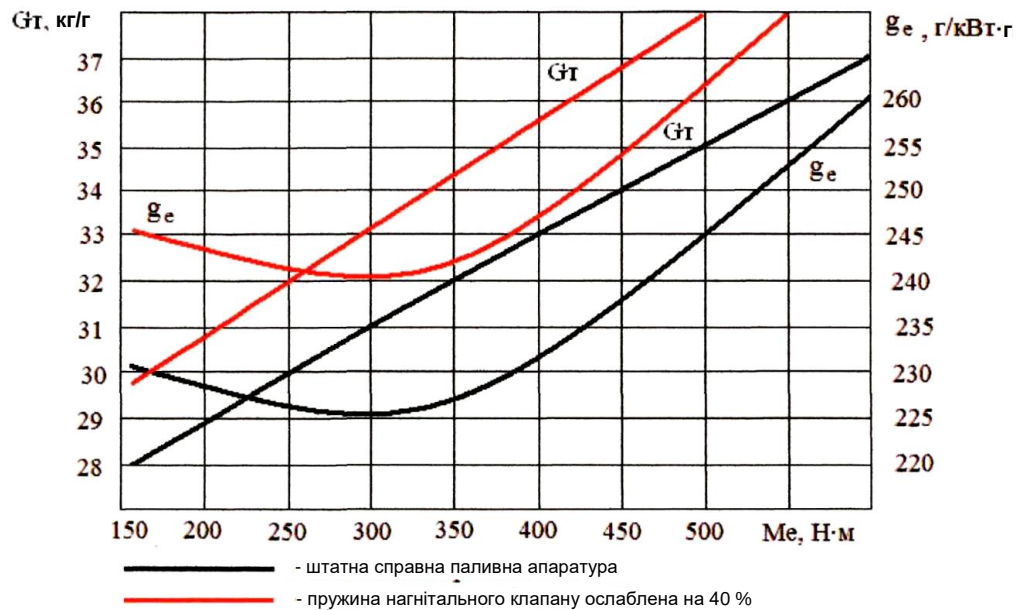


Рисунок 3.4 - Характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% пружиною нагнітального клапану

Результати моторного експерименту при послабленні пружини нагнітального клапану на 60% представлені в таблиці 3.5 і 3.6.

Таблиця 3.5 - Дані моторного експерименту при послабленні пружини нагнітального клапану на 60% (зовнішня швидкісна характеристика)

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_b, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1000	540,3	85,7	21,17	247,024
2	1200	553,2	87,6	21,60	246,575
3	1400	580,8	100,5	26,35	262,189
4	1600	604,3	114,3	29,53	258,355
5	1800	606,7	125,4	32,41	258,452
6	2000	597,5	133,7	35,29	263,949
7	2200	582,7	138,3	37,29	269,631
8	2400	571,6	141,1	39,43	279,447
9	2600	559,6	142,9	41,33	289,223

Графіки швидкісної і навантаження характеристик при моделюванні цієї несправності представлені на рисунках 3.5 і 3.6 відповідно.

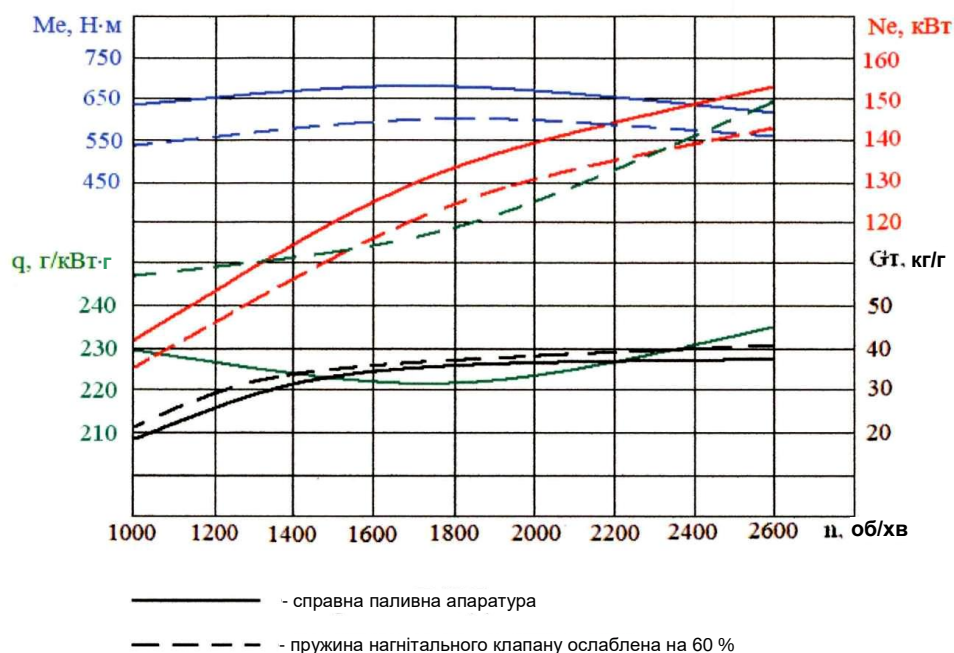


Рисунок 3.5 - Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 60% пружиною нагнітального клапану

Таблиця 3.6 - Дані моторного експерименту при послабленні пружини нагнітального клапану на 60% (характеристика навантаження)

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$P, \text{Нм}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_t, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1700	5	162,5	121,3	30,45	251,037
2	1700	10	181,6	128,5	31,81	247,551
3	1700	15	209,6	133,8	32,28	241,328
4	1700	20	231,8	137,4	32,63	237,481
5	1700	25	276,6	138,1	32,96	238,667
6	1700	30	302,9	138,4	33,60	242,774
7	1700	35	353,8	138,8	34,21	246,469
8	1700	40	405,8	139,5	34,56	247,741
9	1700	45	457,8	140,3	37,05	264,076
10	1700	50	498,1	141,3	38,21	270,417
11	1700	55	553,2	141,9	38,84	273,713
12	1700	60	602,9	142,7	40,25	282,060

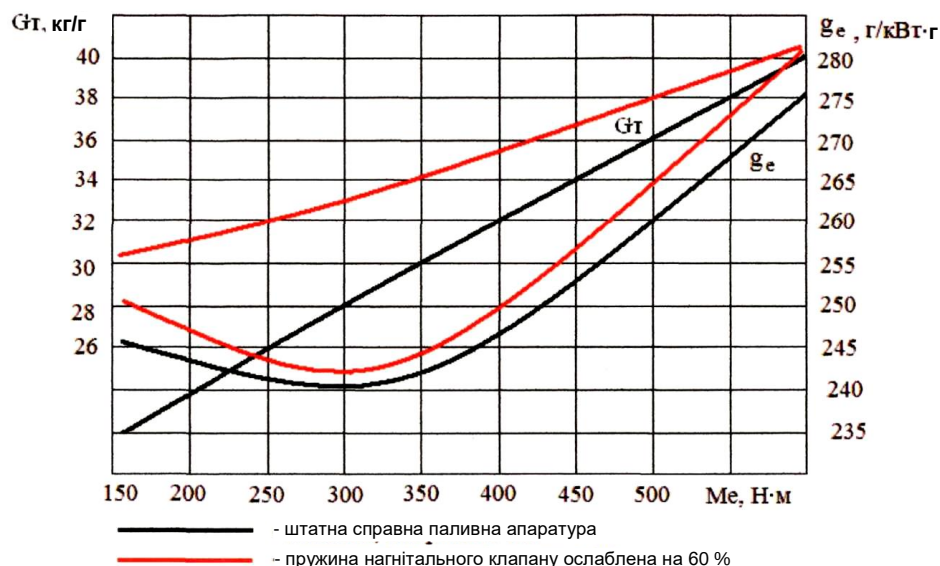


Рисунок 3.6 - Характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 60% пружиною нагнітального клапану

Після проведення моторного експерименту з моделюванням несправності нагнітального клапана можна зробити висновок, що істотний вплив на моторні показники нагнітальний клапан починає робити після послаблення пружини більш ніж на 20%. При цьому основні параметри двигуна знаходяться в діапазоні, що допускає нормальну експлуатацію. При перевищенні порогу послаблення в 20% параметри дизеля погіршуються набагато швидше, проте, допускають експлуатацію дизеля без технічного обслуговування паливної апаратури.

Після закінчення моделювання несправностей нагнітального клапана паливна апаратура високого тиску була повернена в справний стан і знову перевірена. Моторні показники, зняті перед черговою серією вимірів, показали, що апаратура знаходиться в справному стані. Розбіжності не перевищили погрішності вимірів. Потім визначали зміни вихідних моторних показників при послабленні пружини форсунки на 20%. Як вже відзначалося вище, несправність форсунки сильніше впливає на параметри паливоподачі, тобто і на моторні показники. Результати експерименту показали, що 20% послаблення пружини форсунки знижує моторні показники так само, як 40% послаблення пружини нагнітального клапану. Реальна різниця укладалася в погрішність вимірів. Таким

чином, швидкісна і навантаження характеристики при моделюванні цієї несправності співпадають з такими, зображеними на рисунках 3.3 і 3.3.

Далі була змодельована несправність форсунки при послабленні пружини на 40%. При такій несправності безмоторний експеримент показав зниження тиску впорскування на 21,2%, а циклове подання збільшилося на 8,7%. Моторні показники погіршалися на 12,4%. Результати вимірів і графіки характеристик представлені нижче.

Таблиця 3.7 - Дані моторного експерименту при послабленні пружини форсунки на 40% (зовнішня швидкісна характеристика)

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_t, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1000	513,3	81,4	22,03	270,638
2	1200	525,6	83,2	22,52	270,673
3	1400	551,8	95,5	27,42	287,120
4	1600	573,8	108,6	30,78	283,425
5	1800	576,4	119,1	33,79	283,711
6	2000	567,6	127,1	36,78	289,378
7	2200	553,6	131,4	38,98	296,651
8	2400	543,1	134,1	41,12	306,636
9	2600	531,7	135,8	43,09	317,304

Графіки швидкісної і навантаження характеристик при моделюванні цієї несправності представлені на рисунках 3.7 і 3.8 відповідно.

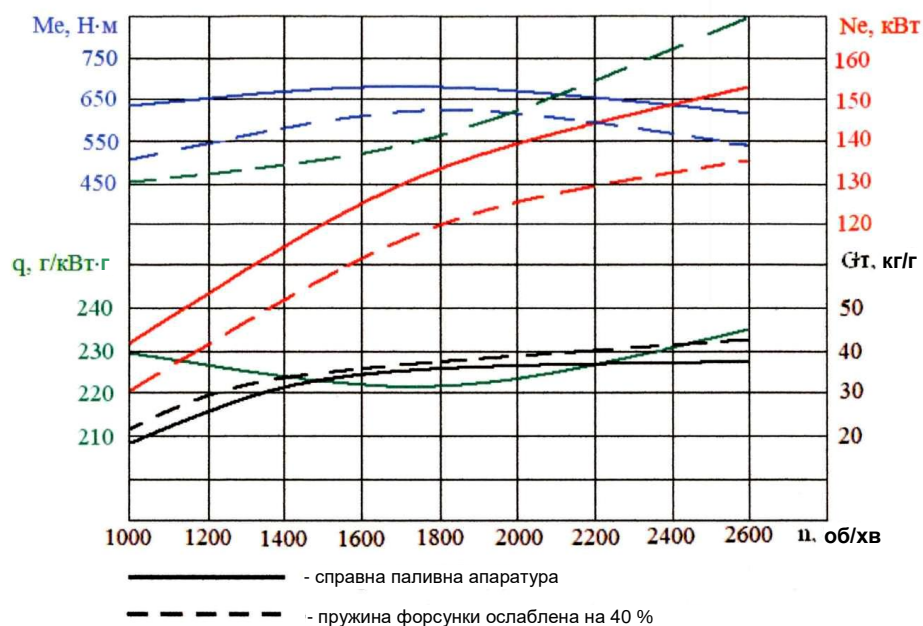


Рисунок 3.7 - Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттевоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% пружиною форсунки

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.8 - Дані моторного експерименту при послабленні пружини форсунки на 40% (характеристика навантаження)

№ п.п.	n, хв ⁻¹	P, Нм	M _с , Нм	N _с , кВт	G _т , кг/год	g _с , г/кВт год
1	1700	5	162,5	121,3	31,35	258,492
2	1700	10	181,6	128,5	32,59	253,663
3	1700	15	209,6	133,8	33,43	249,897
4	1700	20	231,8	137,4	34,01	247,525
5	1700	25	276,6	138,1	34,37	248,877
6	1700	30	302,9	138,4	35,03	253,106
7	1700	35	353,8	138,8	35,67	256,988
8	1700	40	405,8	139,5	36,04	258,351
9	1700	45	457,8	140,3	38,63	275,338
10	1700	50	498,1	141,3	39,83	281,882
11	1700	55	553,2	141,9	40,54	285,694
12	1700	60	602,9	142,7	41,97	294,113

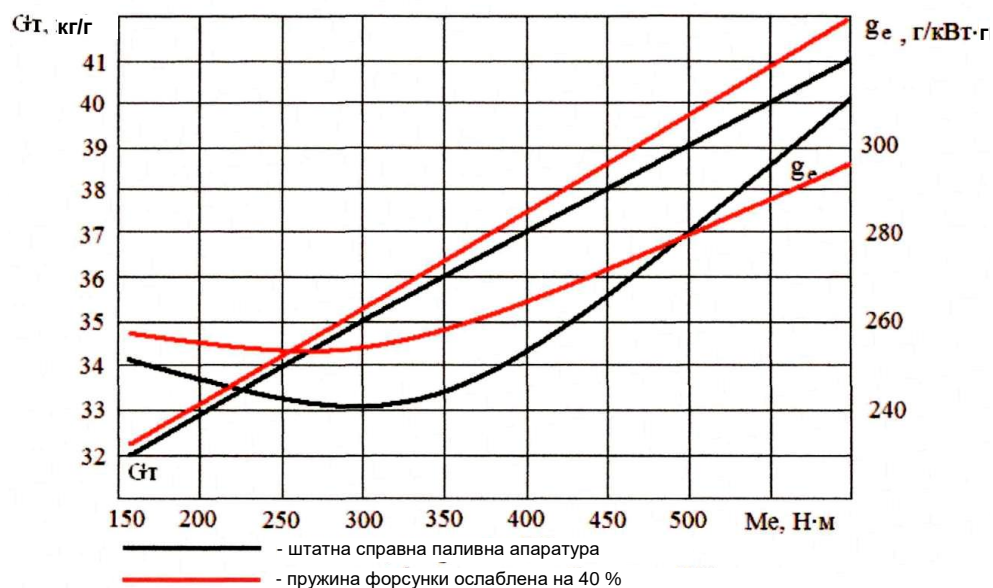


Рисунок 3.8 - Характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 40% пружиною форсунки

Наступний етап експерименту-моделювання несправності форсунки при послабленні її пружини на 60%. На диференціальній залежності видно, що тиск впорскування впав на 38%, а тривалість циклового подання збільшилася на 29%. Результати експерименту при цій несправності показали погіршення моторних показників на 15,7% в порівнянні із справною паливною апаратурою.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримані результати, а також криві швидкісної і навантаження характеристик приведені в таблицях 3.9 і 3.10, а також на рисунках 3.9 і 3.10 відповідно за якими були побудовані графіки швидкісної і навантаження характеристик при послабленні пружини форсунки на 60%.

Таблиця 3.9 - Вихідні параметри дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 при послабленні пружини форсунки на 60% (зовнішня швидкісна характеристика)

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_t, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1000	495,5	78,4	22,74	290,051
2	1200	505,8	80,1	23,18	289,388
3	1400	531,1	91,9	28,28	307,725
4	1600	552,2	104,5	31,66	302,966
5	1800	554,7	114,6	34,78	303,490
6	2000	546,2	122,2	37,87	309,901
7	2200	532,7	126,4	40,11	317,325
8	2400	522,6	128,9	42,32	328,316
9	2600	511,7	130,6	44,36	339,663

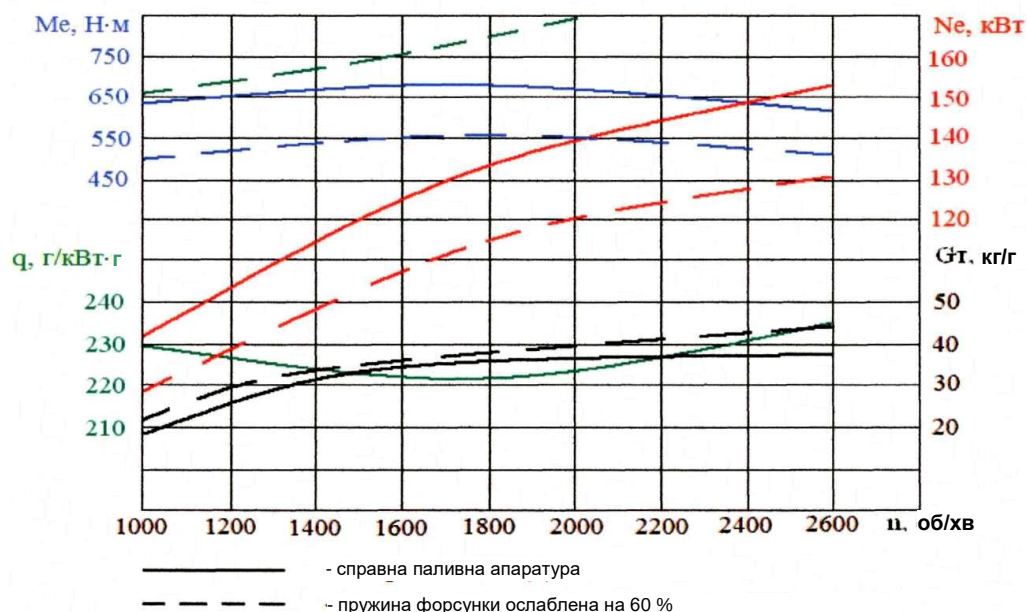


Рис. 3.9. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 60% пружиною форсунки

Таблиця 3.10 - Вихідні параметри дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 при послабленні пружини форсунки на 60% (характеристика навантаження)

№ п.п.	$n, \text{хв}^{-1}$	$P, \text{Нм}$	$M_e, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_b, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/кВт год}$
1	1700	5	162,5	121,3	32,61	268,882
2	1700	10	181,6	128,5	34,01	264,672
3	1700	15	209,6	133,8	34,84	260,428
4	1700	20	231,8	137,4	35,01	254,803
5	1700	25	276,6	138,1	35,37	256,118
6	1700	30	302,9	138,4	36,06	260,549
7	1700	35	353,8	138,8	36,71	264,481
8	1700	40	405,8	139,5	37,09	265,878
9	1700	45	457,8	140,3	39,76	283,392
10	1700	50	498,1	141,3	41,01	290,233
11	1700	55	553,2	141,9	41,65	293,446
12	1700	60	602,9	142,7	43,20	302,733

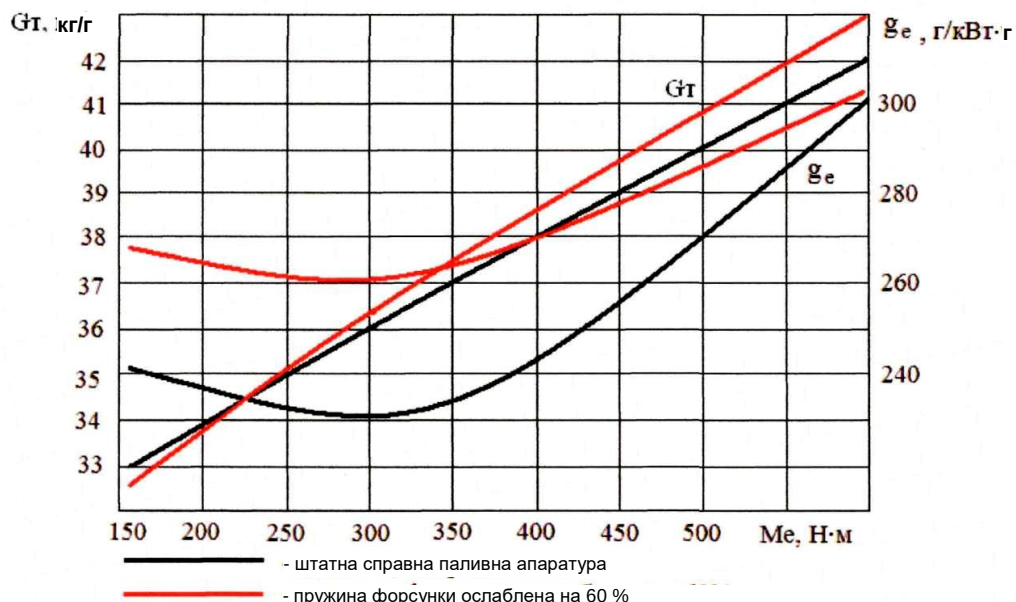


Рис. 3.10. Характеристика навантаження дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32 з ослабленою на 60% пружиною форсунки

Таким чином, враховуючи рекомендації різних літературних джерел [11, 13, 14, 16, 22, 23], що стверджують, що експлуатація дизеля при зниженні потужнісних показників більш ніж на 10% недоцільна, по ряду економічних і екологічних причин можна зробити висновок, що при послабленні пружини навіть однієї форсунки більш ніж на 20% експлуатацію паливної апаратури необхідно припинити і виконати заходи технічного обслуговування.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Ефективність запропонованих заходів.

В результаті проведених досліджень був уточнений метод контролю якості паливної апаратури дизеля сміттєвоза в умовах експлуатації, який за допомогою розробленого діагностичного комплексу тиску палива, що видає осцилограми, в паливопроводі дозволить перейти до її обслуговування по фактичному технічному стану. Для цього були розроблені рекомендації по контролю якості паливної апаратури на основі діагностичної інформації із застосуванням діагностичного комплексу, що дозволяє використати запропонований метод в практиці діагностування. Його використання дозволяє звести до мінімуму число розбірно-складальних операцій, що, у свою чергу, знижує трудомісткість технічного обслуговування, потребу в запасних частинах, підвищує надійність роботи паливної апаратури, а отже, знижує витрати на технічне обслуговування і проведення поточного ремонту системи живлення двигуна. Розрахунки показують, що час проведення діагностування одного автомобіля скорочується на 15%. Використовуючи ці дані можна визначити коефіцієнт технічної готовності автомобільної техніки до використання:

$$КТГ = \frac{K_{СПРАВ}}{K_{ОБЛК}}, \quad (3.1)$$

де $K_{СПРАВ}$ - кількість справних автомобілів підприємства;

$K_{ОБЛК}$ - облікова кількість автомобілів підприємства.

Для розрахунку приймемо припущення, що кількість справних автомобілів рівна 80% облікової чисельності, тоді:

$$КТГ = \frac{60}{75} = 0,8.$$

Застосувавши, запропонований метод контролю якості паливної апаратури дизелів сміттєвозів, кількість справних автомобілів складе 70, тоді:

$$КТГ = \frac{70}{75} = 0,93.$$

Проаналізувавши значення коефіцієнту технічної готовності, робимо висновок про доцільність впровадження цього методу контролю якості паливної апаратури дизелів сміттєвозів. Досить висока достовірність результатів діагностування за

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допомогою пропонованого методу у поєднанні з малою трудомісткістю робить недоцільним застосування ряду приладів аналогічного призначення, рекомендованих нормативно-технічною документацією для обслуговування паливної апаратури. Впровадження цього методу дозволяє значно скоротити трудомісткість визначення фактичного технічного стану елементів паливної апаратури без втрати об'єму діагностичної інформації і міри її достовірності. Розрахунок річного економічного ефекту проведений по економії приведених витрат у сфері експлуатації і обслуговування базових і пропонованих засобів діагностування [13]. Початкові дані для розрахунків приведені в табл. 3.13.

Таблиця 3.13 - Початкові дані для розрахунку річного економічного ефекту від впровадження пропонованої методики контролю якості паливної апаратури дизеля смітєвоза МАЗ КО-427-32

Показники і їх позначення	До впровадження	Після впровадження
Балансова вартість засобу діагностування C_6 , тис. грн.	207	75
Термін служби засобу діагностування t_c , років	7	7
Річне напрацювання автомобіля T_r , мото-год	1000	1000
Питомі витрати на ТО $C_{то}$ грн./мото-год	62	55
Собівартість C , грн.	174	345
Трудомісткість діагностики 1-ої машини T_d		
D_1	0,5	0,5
D_2	1,6	0,5
D_3	2,3	0,5
Кваліфікація обслуговуючого персоналу	Майстер-діагност	Майстер-діагност
Годинна тарифна ставка діагноста з усіма нарахуваннями Γ , грн./год	167	167
Кількість перевірок 1-ої машини в рік D_1	18	18
D_2	5	5
D_3	2	2
Середнє напрацювання на відмову $t_{по}$, мото-год	204	250
Середня вартість усунення відмови C_v , грн.	1144	1144
Середні втрати від простою машини $C_{п}$, грн.	704	704
Середня витрата палива Q , л/мото-год	18	18
Вартість 1 літра палива $C_{п}$, грн./л	53	53
Норма реноваційних відрахувань на засобу діаг-я C_p , %	10,7	14,7
Річні витрати на утримання засобу діагностування C_y , %	1,5	1,5
Фонд річного робочого часу засобу діагнос-я F_r , рік	2085	2085
Коефіцієнт завантаження засобу діагностування $K_{зав}$	0,35	0,35
Кількість обслуговуваних машин n_2 , шт.	20	20

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При застосуванні запропонованого методу двигун працює без порушення процесу паливоподачі, що знижує витрату палива. Правильне функціонування паливної апаратури знижує швидкість зносу основних сполучень двигуна, що підвищує надійність двигуна в цілому та знижує простої автомобіля і витрат на технічне обслуговування і ремонт.

Річний економічний ефект на одиницю засобів діагностування визначається по формулі:

$$E_{\text{зд}} = \frac{\left(B_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(B'_1 - B'_2) - E_n(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_n} - B_2 \right)}{t_{c2}}, \quad (3.2)$$

де B_1, B_2 - приведені витрати при виготовленні базового і нового засобу діагностування у виробництві, грн;

$\frac{T_2}{T_1}$ - коефіцієнт технічної еквівалентності, що характеризує зміну продуктивності машини при використанні нового засобу діагностування в порівнянні з базовим.

$$\frac{T'_2}{T'_1} = \frac{T_{\text{Д1Н}} n_{\text{Д1К}} + T_{\text{Д2Н}} n_{\text{Д2К}} + T_{\text{Д3Н}} n_{\text{Д3К}}}{T_{\text{Д1Б}} n_{\text{Д1К}} + T_{\text{Д2Б}} n_{\text{Д2К}} + T_{\text{Д3Б}} n_{\text{Д3К}}}, \quad (3.3)$$

де $\frac{T'_2}{T'_1}$ - коефіцієнт обліку трудомісткості з новим засобом діагностування в порівнянні з базовим;

$T_{\text{Д1Н}}, T_{\text{Д2Н}}, T_{\text{Д3Н}}, T_{\text{Д1Б}}, T_{\text{Д2Б}}, T_{\text{Д3Б}}$ - трудомісткість діагностування при Д₁, Д₂, Д₃ по базовому і новому варіантам відповідно;

$n_{\text{Д1К}}, n_{\text{Д2К}}, n_{\text{Д3К}}$ - кількість автомобілів, що направляються на Д₁, Д₂, Д₃.

P_1, P_2 - доля відрахувань від балансової вартості на реновацію базового і нового засобу діагностування;

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$(B'_1 - B'_2) - E_n(K'_1 - K'_2)$ - економія споживача на поточних витратах експлуатації за увесь термін служби нового засобу діагностування в порівнянні з базовим;

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

K'_1, K'_2 - супутні капіталовкладення на діагностичний засіб при використанні базового і нового засобу діагностування з розрахунку на об'єм роботи, вироблюваний за допомогою нового засобу діагностування, грн.;

B'_1, B'_2 - річні приведені експлуатаційні витрати споживача на один засіб діагностування при використанні базового і нового засобу діагностування з розрахунку на об'єм роботи, що здійснюється за допомогою нового засобу діагностування, грн.

$$B'_2 = B'_{T3} n_{T3} + C_y \frac{B_2}{B_1} = B_{T3} n_{T3} \frac{B_2}{B_1} + C_y \frac{B_2}{B_1}, \quad (3.4)$$

де B'_{T3} - приведені річні експлуатаційні витрати на один ТЗ, грн.;

n_{T3} - кількість ТЗ, що діагностуються одним новим засобом діагностування;

C_y - річні витрати на утримання СД, грн.;

B_{T3} - фактичні річні експлуатаційні витрати споживача при використанні базового засобу діагностування.

Приведені витрати у сфері виробництва:

$$B_{1,2} = C_{1,2} + K'_{1,2} E_n, \quad (3.5)$$

де $C_{1,2} + K'_{1,2}$ - відповідно собівартість і питомі витрати на один базовий і новий засіб діагностування;

$K'_{1,2}$ - балансова вартість відповідно базового і нового засобу діагностування;

a - коефіцієнт, що враховує величину додаткових капіталовкладень, витрачається на один рубель балансової вартості засобу діагностування.

Проте площа виробничих приміщень при впровадженні нового засобу діагностування не міняється, тому в розрахунках її можна не враховувати.

Фактичні річні експлуатаційні витрати споживача на один ТЗ:

$$B_{T3} = C_{T3} + C_B = B_{PEH} + B_B + B_{ПММ} + B_{KP} + B_{ПР} + B_{ТО} + B_D + C_B, \quad (3.6)$$

де C_{T3} - річні витрати на зміст одного ТЗ, грн.;

C_B - втрати від простою ТЗ, грн.;

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

B_{PEH} - витрати на реновацію ТЗ;

B_B - оплата праці водія;

$B_{ПММ}$ - витрати на пальне;

$B_{KP}, B_{ПP}, B_{TO}, B_D$ - відповідно витрати на капітальний ремонт, технічне обслуговування, поточний ремонт і діагностування ТЗ.

Річні витрати на усунення причин відмов ТЗ визначаються по формулі:

$$B_{TP1,2} = \sum_{i=1}^n C_{Bi} \frac{T_p}{t_{нв}}, \quad (3.7)$$

де C_{Bi} - середня вартість усунення причини відмови складових частин об'єкту діагностування, грн.;

$t_{нв}$ - середнє напрацювання на відмову;

T_p - річне напрацювання ТЗ, мото-год.

Річні витрати на паливо визначаються по формулі:

$$B_{ПЛЛ} = T_p Q C_{П}, \quad (3.8)$$

де Q - середня витрата палива одним ТЗ за годину роботи;

$C_{П}$ - вартість одного літра палива, крб.

Загальні витрати на проведення усіх видів ТО можна представити через питомі сумарні витрати (C_{TO}):

$$B_{TO} = K_{HB} T_p C_{TO}, \quad (3.9)$$

де K_{HB} - коефіцієнт, що враховує накладні витрати, $K_{HB} = 1,5$.

Річні витрати на проведення діагностування базового і нового засобів діагностування визначаються за виразом:

$$B_{Д1,2} = K_{HB} \sum_{j=1}^3 N_{Дj} T_{Дj,1,2} \cdot z, \quad (3.10)$$

де $N_{Дj}$ - число j -го виду діагностування ТЗ в році;

$T_{Дj,1,2}$ - трудомісткість діагностування при j -му виді діагностування з використанням базового і нового засобу діагностування, люд-год;

z - годинна тарифна ставка діагноста з урахуванням усіх доплат і нарахувань.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Річні втрати від простою автомобіля при діагностуванні визначаються наступними виразами:

$$C_{B1,2} = \sum_{j=1}^3 N_{Dj} T_{Dj1,2} C_{TB}, \quad (3.11)$$

де C_{TB} - середня годинна величина втрат від простою ТЗ при поточному ремонті.

Річні витрати на утримання засобу діагностування:

$$C_V = B_{PEH}^{3I} + B_{KP}^{3I} + B_{УП}^{3I} + B_{ПР}^{3I} + B_D + B_{ЗЧ}^{3I} + B_M^{3I} + B_E^{3I}, \quad (3.12)$$

де B_{PEH}^{3I} - реноваційні відрахування на устаткування, грн.;

B_{KP}^{3I} - витрати на капітальний ремонт, грн.;

$B_{УП}^{3I}$ - витрати на утримання приміщень, в яких розміщено устаткування;

$B_{ПР}^{3I}$ - витрати на ТО і поточний ремонт засобу діагностування, грн.;

B_D - витрати на зарплату діагноста, грн.;

$B_{ЗЧ}^{3I}, B_M^{3I}, B_E^{3I}$ - відповідно, витрати на запасні частини, матеріали і електроенергію на річний об'єм робіт засобу діагностування, грн.

Розмір скорочення експлуатаційних витрат споживача при впровадженні нового засобу діагностики замість базового:

$$B'_1 - B'_2 = (B_{T31} - B_{T32}) \cdot n_{2T3} \cdot \frac{B_{2T3}}{B_{1T3}} + (C_{C1} - C_{C2}) = (B_{ТОП1} - B_{ТОП2} + B_{ПР1} - B_{ПР2} + B_{ТО1} - B_{ТО2} + \\ + B_{Д1} - B_{Д2} + C_{B1} - C_{B2}) \cdot \frac{B_1}{B_2} \cdot n_{2T3} + C_{C1} - C_{C2}. \quad (3.13)$$

Результати розрахунку економічного ефекту від впровадження пропонованого методу діагностування приведені в таблиці 3.13.

Приведені розрахунки показують, що розроблений спосіб діагностування паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів і рекомендації по її обслуговуванню мають високу економічну ефективність.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.14 - Результати розрахунку економічного ефекту від впровадження пропонованої методики діагностування паливної апаратури дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32

Складові розрахунку економічної ефективності і їх позначення	До впровадження	Після впровадження
Коефіцієнт обліку зміни продуктивності діагностування B_2/B_1	1	1,15
Приведені витрати у сфері виробництва B_1 , тис. грн.	174	165
Річні експлуатаційні витрати на утримання одного об'єкту діагностування B_t , тис. грн.:	60,72	56,54
- проведених поточних ремонтів $B_{пр}$	7,48	6,16
- витрата ПММ $B_{топ}$	58,96	55,0
- проведення ТО $B_{то}$	12,32	11,0
- проведення діагностування B_d	5,41	3,08
- втрати від простою при діагностуванні $B_{пд}$	16,06	9,46
- втрати від простоїв із-за відмов B_v	19,8	7,3
Річні витрати на утримання засобу діагностування, тис. грн.	3,08	1,43
Економічний ефект на одиницю засобу діагностування:		
- за рік використання, тис. грн.		52,8
- на один ТЗ, тис. грн.		2,64
Термін окупності, років		0,9

3.3 Розробка рекомендацій щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизелів сміттєвозів.

На основі розробленої методики контролю стану пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів в умовах експлуатації, розроблені практичні рекомендації по їх використанню. Результати безмоторного і моторного експерименту, розроблені заходи по застосуванню пропонованого методу контролю стану пружних елементів паливної апаратури дизелів сміттєвозів і розрахунку техніко-економічного ефекту від впровадження цієї методики (на прикладі дизеля сміттєвоза МАЗ КО-427-32) дозволяють запропонувати наступні висновки та рекомендації:

- зниження жорсткості пружини нагнітального клапану на 40% призведе до зниження тиску впорскування на 10,4% і збільшення циклового подання на

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6,6%, моторні параметри при моделюванні цієї несправності погіршуються в середньому на 6,2% в порівнянні із справною паливною апаратурою;

- зниження жорсткості пружини нагнітального клапану на 60% веде до зниження тиску впорскування паливною секцією на 25,5%, значення цикловою виросло на 7,2%, при цьому погіршення моторних показників склали 7,8%;

- при послабленні пружини форсунки на 20% знижуються моторні показники так само, як 40% послаблення пружини нагнітального клапану;

- при послабленні пружини форсунки на 40% безмоторний експеримент показав зниження тиску впорскування на 21,2% і збільшення циклового подання на 8,7%, при цьому моторні показники погіршали на 12,4%;

- при послабленні пружини форсунки на 60% тиск впорскування впав на 38%, а тривалість циклового подання збільшилася на 29%, погіршення моторних показників склало 15,7% в порівнянні із справною паливною апаратурою;

- при послабленні пружини навіть однієї форсунки більш ніж на 20% експлуатацію паливної апаратури необхідно припинити і виконати заходи технічного обслуговування, оскільки експлуатація дизеля сміттевоза при зниженні потужнісних показників більш ніж на 10% недоцільна;

- при спільному послабленні пружин нагнітального клапану і форсунки на 20% тиск впорскування знизився на 46%, тобто практично в 2 рази, а циклове подання збільшилося на 67%, моторні показники погіршали на 19,8% в порівнянні із справною паливною апаратурою. Отже, послаблення пружин нагнітального клапану і форсунки на 20% виводить дизель за рамки доцільного використання за призначенням;

- реалізація методики контролю стану пружних елементів паливної апаратури дизеля сміттевоза в умовах експлуатації при проведенні технічного обслуговування можлива на авторемонтному підприємстві без внесення істотних змін до технологічного процесу.

					БР.АТ.24.05.30.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Розроблено математичну модель, яка ураховує жорсткість пружних компонентів паливної системи високого тиску смітєвозів. Виявлено, що середня відносна частота відмов для окремих частин паливної апаратури смітєвозів високого тиску складає: 10,4% для форсунок та 9,1% для паливного насосу високого тиску.

2. Проведено аналіз ефективності різноманітних методик визначення стану технічних елементів паливної апаратури дизелів смітєвозів під високим тиском. Виявлено, що найкращою є методика досліджень паливоподачі за показниками амплітуди та фази сигналу високого тиску палива, яка відзначається великою інформативністю.

3. Розроблено метод для моніторингу стану пружних компонентів паливної системи високого тиску дизельного смітєвоза.

4. Розроблено рекомендації щодо контролю якості пружних елементів паливної апаратури високого тиску дизельних двигунів смітєвозів під час їх експлуатації. Встановлено, що впровадження розробленої методики контролю стану цих елементів в умовах експлуатації під час технічного обслуговування можливо на підприємстві без суттєвих змін у технологічному процесі.

					БР.АТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Аулін В. В., Голуб Д. В., Біліченко В. В., А. С. Замуренко Формування показників оцінки ефективності транспортного процесу перевезень. Вісник машинобудування та транспорту. ВНТУ, 2020. № 1(11). С. 4-10.

2. Березюк О.В. Огляд конструкцій машин для збирання та первинної переробки твердих побутових відходів. Вісн. ВНТУ, 2015. № 1. С. 3-8.

3. Голуб Д.В. Теоретична модель транспортної системи як сукупності взаємодіючих і взаємоперетворюючих елементів та підсистем. Кропивницький: ЦНТУ, 2022. Вип. 5(36), Ч.2. С. 324-334.

4. Голуб Д.В. Підвищення ефективності управління технологічним процесом доставки на основі аналізу статичних та динамічних резервів транспортної системи. Кропивницький: ЦНТУ, 2023. Вип. 7(38), Ч.1. С. 214-221.

5. Горяїнов О.М. Практика вантажних перевезень і логістики: Навч. пос. Харків: «Кортес-2001», 2008. 323 с.

6. Дудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підручник. Київ: Знання Прес, 2003. 511 с.

7. Кісліков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів: підручник. К: Либідь, 2006. 400 с.

8. Магопєць С.О., Кулєшков Ю.В., Бєвз О.В. та ін. Методичні вказівки до підготовки бакалаврської кваліфікаційної роботи для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт» денної та заочної форми навчання - Кропивницький: ЦНТУ, 2020. – 32 с.

9. Попович В.В. Логістична система транспортування небезпечних відходів в умовах міста. Вісн. ЛДУ БЖД, 2013. № 8. С. 166-171.

10. Попович В. В. Ефективність експлуатації сміттєвозів у середовищі "місто-сміттєзвалище", Вісник НЛТУ, № 10 (27), 2017, с. 111-116.

					БР.ТТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Прохоренко А.О. Наукові принципи розробки систем керування дизелів з електро-гідравлічною паливною апаратурою: дис... докт. техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут". Харків, 2013. 435 с.

12. Свояк Н. І. Інвентаризація сміттєприймальних майданчиків міста Черкаси. Вісник ЧДТУ. Технічні науки. 2013. № 2. С. 150-157.

13. Севостьянов І.В. Експлуатація та обслуговування машин: навчальний посібник. ВНТУ, 2006. 127 с.

14. Форнальчик Є.Ю. Технічна експлуатація та надійність: навч. посіб. Львів: "Афіша", 2004. 492 с.

15. Халипа В.М., Вамболь С.О., Міщенко І.В. Технічна механіка рідини і газу. Конспект лекцій. Х.: УЦЗУ, 2007.-164 с.

16. Brady R. Diesel Fuel Systems. Preston Publishing Incorporated, 1991. p.564.

17. Bryzik W. Relationships between exhaust smoke emissions and operating variables engines. "SAE Preprint", 1987. P. 14-23.

18. Garret K. Reducing diesel exhaust gas odour. "Auto-motive Engineer", 1987. P. 41-42.

19. Greeues G., Khan I. Origins of hydrocar bon emissions from diesel engines. "SAE Preprint", 1987. P. 1-12.

20. Kuman K. A, Gaur R.R. Fuel Difference Scheme for the simulation of Fuel injection system. SAE Techn.Pap.Sen. 1993. P. 235-238.

21. Murayma T. Study ou the reduction of Nox in diesel engine by use of lighter fuel. Bull. JSME, 2010, Vol. 20. P. 13-21.

22. Noglin Y., Meiling Z. Model for Fuel Injection System of Diesel Engine. University, Scientific and Technology, 1988. V 16. P. 133-147.

23. Szekelly G.A. A Two-Stage Heat-release Model for Diesel Engines. SAE, 1986. P. 316-342.

24. Walkden A.J. Characteristics of higt flux sprays from colliding water jits. Transaction of the Institute Chemical Engineers. vol. 47, 1969. P. 36-42.

					БР.ТТ.24.05.00.00.00.00.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		