

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Дослідження системи подачі палива дизельного двигуна
за освітньою програмою «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання»

зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

Виконав: студент групи: ПМ2321


_____ (підпис)

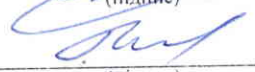
/ Євген ХУДЕНКО /

Керівник:


_____ (підпис)

/ Володимир ЧЕРКУДІНОВ /

Нормоконтролер:


_____ (підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень
з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


_____ (підпис)

Дніпро – 2025

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

Department of Applied Mechanics and Materials Science

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic:

Research on the fuel supply system of a diesel engine

according to educational curriculum «Lifting and transport, road, construction,
reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial mechanical engineering

Done by the student of the group: ПМ2321

Scientific Supervisor:

Normative controller :



/ Yevhen KHUDENKO /

/ Volodymyr CHERKUDINOV/
(position, name, surname)

/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2025

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: другий (магістерський)

Освітня програма: Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Сергій РАКША

(підпис)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу _____ на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту Євгену Худенко

1. Тема роботи: Дослідження системи подачі палива дизельного двигуна

Керівник роботи: Черкудінов Володимир Едуардович, старший викладач

затверджені наказом від "27" 10 2023 р. № 1041ст

2. Строк подання студентом роботи: 10.01.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Модель гідроаккумуляторної паливної системи дизельного ДВЗ.

Умови використання машини – природно-кліматична зона України.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати): Вступ.

1. Огляд аналогів. 2. Аналіз паливної економічності дизельного двигуна.

3. Математичне моделювання роботи системи подачі палива. 4. Обладнання для вимірювання витрат палива

5. Перелік демонстраційного матеріалу: Загальний вигляд паливної системи. Огляд технічних рішень-аналогів. Результати математичного моделювання.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	06.09.2024	<i>век</i>
2	Огляд аналогів	24.09.2024	<i>век</i>
3	Аналіз паливної економічності дизельного двигуна.	20.10.2024	<i>век</i>
4	Математичне моделювання роботи системи подачі палива.	10.11.2024	<i>век</i>
5	Обладнання для вимірювання витрат палива	25.11.2024	<i>век</i>
6	Презентація	01.01.2025	<i>век</i>

Студент


(підпис)

Євген ХУДЕНКО

Керівник роботи


(підпис)

Володимир ЧЕРКУДИНОВ

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 61 сторінки

Найменування роботи: «Дослідження системи подачі палива дизельного двигуна».

Ілюстрації: схем 1, рисунків 9

графіків 5, фотографій 0

таблиць 4.

Ключові слова: паливна система, дизельний двигун, витратомір, паливний насос.

Текст реферату: Досліджуються процеси згоряння палива, які відбуваються у двигуні, а також елементи системи подачі палива, що впливають на кількість спожитого палива. Вивчено закономірності, фактори і умови, що впливають на обсяг споживання палива в процесі експлуатації. Дослідження спрямовані на оптимізацію роботи двигуна для забезпечення максимальної економічності, екологічної безпеки, а також на досягнення відповідності сучасним вимогам енергоефективності.

Мета роботи – обґрунтування механізму методів визначення і планування паливної економічності вантажних автомобілів у залежності від зміни основних факторів, що формують умови руху. Запропонувати математичну модель системи живлення дизельного ДВЗ.

Міністерство освіти і науки України

Український державний університет науки і технологій

Відгук керівника

кваліфікаційної роботи магістр
(ступінь вищої освіти)

Студент групи ПМ2321 Худенко Євген Валерійович
(шифр групи) (Прізвище, Ім'я, По батькові)

Тема випускної роботи: Дослідження системи подачі палива дизельного двигуна

1. Якісні відмінності кваліфікаційної роботи: Дослідження спрямовані на оптимізацію роботи двигуна для забезпечення максимальної економічності, екологічної безпеки, а також на досягнення відповідності сучасним вимогам енергоефективності.

2. Зауваження: В подальшому було б доцільно більш докладно дослідити питання екологічності.

3. Висновок щодо дотримання академічної доброчесності _____

На основі проведеного дослідження на плагіат виявлено, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Комплексна оцінка кваліфікаційної роботи: Вважаю, що робота заслуговує на позитивну оцінку, а студент Худенко Є.В. на присвоєння звання магістр за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

Керівник: ст. викл. Володимир ЧЕРКУДІНОВ
(посада) (Ім'я, ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

Дата: _____

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ	8
1.1. Сучасні схеми систем подачі палива у дизельних двигунах	8
1.2. Типи паливних насосів високого тиску	11
1.3. Типи кулачкових механізмів у насосах розподільного типу	16
1.4. Аналіз досліджень в сфері подачі палива дизельних двигунів	17
2. АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Контрольні витрати палива дизельних ДВЗ	23
2.2. Лінійні норми витрати палива дизельних ДВЗ	24
3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	35
3.1. Розрахункова схема і математична модель класичної паливної системи ДВЗ	36
3.2. Математичне моделювання гідроаккумуляторної паливної системи дизельного двигуна	44
3.3. Аналіз залежності витрати палива від часу роботи двигуна	49
4. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ	55
4.1. Принцип роботи витратоміру	55
4.2. Вибір конструкції витратомірів	57
5. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	59
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	61

					ДІП. 450000. 207. МРПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат				
Розроб.		<i>Худенко</i>			<i>ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірив		<i>Черкудінов</i>					4	61
Н. контр.		<i>Посмітюха</i>			<i>УДУНТ, гр. ПМ2321</i>			
Затв.		<i>Ракиа</i>						

ВСТУП

Актуальність теми. Система подачі палива є одним із ключових компонентів дизельного двигуна. Вона відіграє центральну роль у забезпеченні ефективної роботи двигуна, оскільки саме від точного дозування палива та моменту його подачі залежить економічність, потужність і стабільність роботи агрегату. Дизельні двигуни, які широко використовуються у будівельній, вантажній техніці, а також у легкових автомобілях, відомі своєю економічністю та високим ККД, що досягається завдяки високотехнологічній системі подачі палива.

Робота системи подачі палива дизельного двигуна включає наступні основні етапи:

- подача палива з бака (паливо під низьким тиском подається насосом до фільтра, де очищується);
- підвищення тиску палива в системі (очищене паливо передається до паливного насосу високого тиску (ПНВТ), де підвищується його тиск до необхідного рівня);
- вприскування палива (інжектори впорскують паливо у камеру згорання у вигляді розпиленої суміші, яка рівномірно згорає і забезпечує стабільну роботу двигуна);

Існують наступні типи систем подачі палива в дизельних двигунах:

- система з рядним паливним насосом — використовується в основному в старих моделях дизельних двигунів (рядний насос забезпечує подачу палива у форсунки відповідно до послідовності роботи циліндрів);
- система Common Rail — сучасна високоефективна система, в якій паливо під високим тиском накопичується у загальній рампі (рейці) і далі розподіляється до інжекторів (Common Rail забезпечує точне дозування палива та можливість кількарізного вприскування за один робочий цикл циліндра, що значно зменшує витрату палива та підвищує ефективність згорання);

					ДІП. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
						5
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- розподільний паливний насос — забезпечує послідовну подачу палива до форсунок, але має менш гнучке керування у порівнянні з системою Common Rail.

Актуальність питання дослідження витрати палива в дизельних двигунах.

Дизельні двигуни відомі своєю економічністю завдяки високій теплотворності дизельного палива та ефективному згорянню, однак витрата палива може змінюватися залежно від певних факторів.

Конструкція системи подачі палива. Сучасні системи Common Rail забезпечують кращу економічність завдяки більш точному впорскуванню.

Умови експлуатації. Постійна висока швидкість, важке навантаження та частий старт-стоп режим можуть призвести до підвищення витрати палива.

Технічний стан двигуна та інжекторів. Засмічені форсунки або зношений ПНВТ можуть призвести до нерівномірного впорскування та збільшення витрати палива.

Температура навколишнього середовища. При низьких температурах в'язкість дизельного палива збільшується, що також може негативно вплинути на витрату.

Способи зниження витрати палива в дизельних двигунах.

Регулярне технічне обслуговування. Чисті фільтри, справні форсунки та справний ПНВТ допомагають підтримувати оптимальну витрату палива.

Використання якісного палива. Якісне паливо зменшує утворення нагару на форсунках та забезпечує кращу роботу двигуна.

Оптимізація режиму роботи. Помірна швидкість, уникання різких прискорень та підтримання рівномірного навантаження дозволяє зменшити витрати.

Удосконалення системи впорскування. Перехід на систему Common Rail або оновлення інжекторів може суттєво знизити витрату палива за рахунок точного дозування та багатоступеневого впорскування.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Система подачі палива є критично важливою для роботи дизельного двигуна, оскільки вона забезпечує подачу, очищення, підвищення тиску та впорскування палива в камеру згоряння. Використання сучасних систем подачі, таких як Common Rail, значно підвищує ефективність згоряння та зменшує витрату палива, що робить дизельні двигуни ще економічнішими й екологічнішими.

У результаті застосування правильно розрахованих і спроектованих систем живлення, а також правильно підібраних параметрів будівельних машин підвищується економічність двигуна, збільшується його пробіг.

Об'єкт досліджень – процеси згоряння палива, які відбуваються у двигуні, а також елементи системи подачі палива, що впливають на кількість спожитого палива.

Предмет дослідження - вивчення закономірностей, факторів і умов, що впливають на обсяг споживання палива в процесі експлуатації. Дослідження спрямовані на оптимізацію роботи двигуна для забезпечення максимальної економічності, екологічної безпеки, а також на досягнення відповідності сучасним вимогам енергоефективності.

Мета роботи – обґрунтування механізму методів визначення і планування паливної економічності вантажних автомобілів у залежності від зміни основних факторів, що формують умови руху. Запропонувати математичну модель системи живлення дизельного ДВЗ.

Методи досліджень - аналіз літературних джерел та їх узагальнення, фізичне та математичне імітаційне моделювання, експериментальні дослідження, засновані на законах фізики та механіки, методи математичної статистики.

					ДІПТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
						7
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

1.1. Сучасні схеми систем подачі палива у дизельних двигунах

Відомі два способи розпилювання палива в дизелях: пневматичне за допомогою стиснутого повітря, що одержують від стороннього джерела або з циліндра дизеля, і механічне — за рахунок турбулізації струменя при витіканні палива з сопла під високим тиском, створюваним спеціальним насосом. Ведуться також дослідницькі роботи з розпилювання, що здійснюється за допомогою гідравлічного удару, електрогідравлічного ефекту і ультразвуку.

Пневматичне розпилювання використовувалося в початковий період розвитку дизелів і на високооборотних автомобільних, тракторних та інших транспортних двигунах не знайшло застосування внаслідок складності конструкції (необхідно для отримання стислого повітря вводити в систему компресор). Крім того, при розпилюванні палива по схемі, що використовується в компресорних дизелях, не забезпечуються необхідні потужності і економічні показники сучасних швидкохідних дизелів. У сучасних автотракторних дизелів [8] застосовуються системи з механічним способом роспилення палива. Можливі два типи систем:

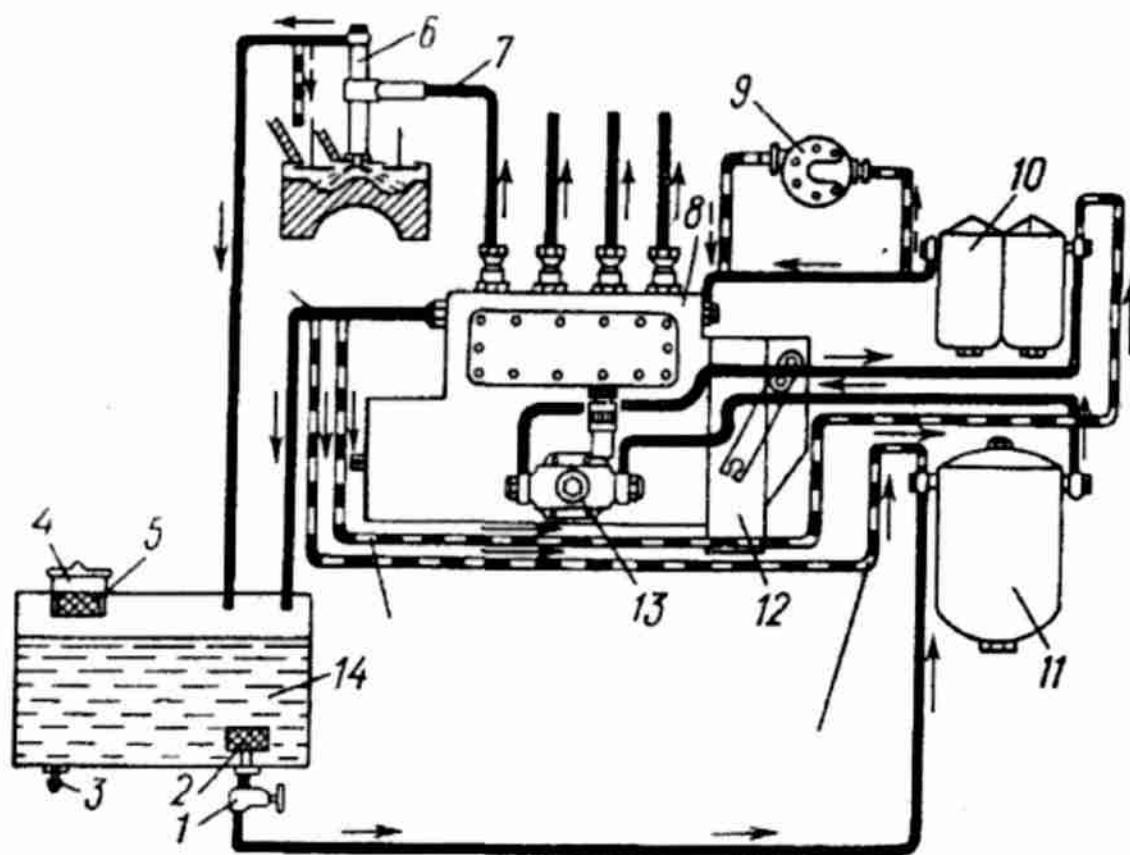
- роздільні, в яких насос високого тиску і форсунка з'єднані нагнітальним трубопроводом (рис. 1.1);
- паливні системи з насос-форсунками, в яких насос високого тиску і форсунка об'єднані в одному агрегаті.

Системи з насос-форсунками внаслідок малих об'ємів порожнин стиснення і відсутності вібраційних процесів в нагнітальному тракті можуть забезпечити практично необмежений рівень тиску вприскування і високу циклічність роботи дизеля.

Недоліком цих систем є необхідність введення в конструкцію двигуна приводного кулачкового валу, а також складність конструкції і регулювання механізму, що синхронізує роботу насос-форсунок, які обслуговують окремі

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

циліндри дизеля. Тому такі системи одержали обмежене застосування в автотракторних дизелях.



- 1 - кран; 2 - приймальний фільтр; 3 - кран зливний; 4 - заливна горловина;
 5 - фільтр заливної горловини; 6 - форсунка; 7 - нагнітальний трубопровід;
 8 - насос високого тиску; 9 - додатковий підкачуючий насос (помпа); 10 - фільтр тонкої очистки палива; 11 - фільтр грубої очистки палива; 12 - регулятор;
 13 - підкачуючий насос; 14 - паливний бак

Рис. 1.1. Схема паливної системи дизельного двигуна розділеного типу

До паливної системи входять допоміжні вузли: підкачуючі помпи і регулятори. Підкачуючі помпи служать для подачі палива з бака через фільтри до насоса високого тиску. У системах роздільного типу паливопідкачуючий насос звичайно встановлюється на насосі високого тиску і одержує привід від кулачкового валу насоса. У деяких системах останніми роками у зв'язку з необхідністю збільшення тиску палива, що живить насос, а також у зв'язку з

використанням підкачуючої помпи як чутливого елемент датчика частоти обертання регулятора або автоматичної муфти випередження вприскування — застосовуються дві помпи. Одна з них (звичайно діафрагменого або поршневого типу, часто з приводом від двигуна) встановлюється між фільтром грубої і тонкої очистки палива; друга (з приводом від валу насоса) — включається після фільтру тонкої очистки палива.

Регулятор, що забезпечує необхідну характеристику паливоподачі, в системах роздільного типу встановлюється на насосі і одержує привід від його кулачкового валу. Останніми роками з'явилися так звані саморегульовані насоси, які не потребують регулятора, виконаного у вигляді окремого вузла, а всережимне регулювання забезпечується елементами насоса, що безпосередньо беруть участь в організації процесу паливоподачі.

Основною умовою, що забезпечує тривалу працездатність паливної апаратури і її прецизійних елементів, є вилучення з палива або зведення до мінімуму кількості абразивних частинок, що знаходяться в паливі, а також води й інших видів забруднень. Тому до паливних систем автотракторних дизелів входить багатоступінчата система очищення палива.

У системах роздільного типу можливі два типи схем циркуляції палива:

- тупикова, при якій паливо поступає в насос високого тиску в кількості, рівній його продуктивності, в цьому випадку відведення палива з насоса відсутнє;
- проточна, при якій надлишок палива відводиться від насоса на вихід з підкачуючої помпи, до фільтра грубої очистки або безпосередньо в паливний бак.

Перевагою тупикової схеми є мала витрата палива через фільтри, що підвищує термін їх служби і якість фільтрації палива, а також можливість застосування підкачуючої помпи меншої продуктивності. Проте в цій схемі не здійснюється видалення повітря з живильної і відсічної порожнин насоса і охолодження насоса внаслідок циркуляції через нього палива. Це може приводити до нестабільності процесу паливоподачі, тому тупикова схема не набула широкого поширення в автотракторних дизелях.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

При перепуску палива на вихід з підкачуючої помпи кількість протікаючого палива через фільтр грубої очистки приблизно рівна продуктивності системи, а при перепуску в паливний бак через елементи системи циркулює збільшена кількість палива в порівнянні з продуктивністю насоса високого тиску. У вітчизняних системах кратність циркуляції палива через насос і фільтри коливається в межах 1,0—3,0. Доцільний ступінь циркуляції палива визначається чутливістю продуктивності системи до температури палива на вході в насос, компоновкою системи на двигуні і в транспортному агрегаті, а також залежністю ефективності роботи фільтрів від швидкості проходячого через них палива. Якщо в системі виключається перегрів палива (температура на вході в насос не перевищує $\sim 70^{\circ}\text{C}$), то доцільний ступінь циркуляції палива через фільтр грубого очищення складає 1,0, а через насос і фільтри тонкого очищення $\sim (1,3—1,5)$, що забезпечує надійне видалення повітря з системи.

З метою скорочення трудомісткості робіт по обслуговуванню паливних систем в експлуатації часто здійснюється автоматичне змащування насоса маслом або паливом. Масло або паливо, що подається в корпус насоса, відводиться в бак.

В цьому випадку при змащуванні маслом порожнина живлення насоса відокремлена від внутрішніх порожнин корпусу насоса, а при змащуванні паливом корпус насоса відокремлений від картера дизеля. У системі є трубопроводи, що відводять паливо з дренажних порожнин форсунок в паливний бак; у ряді моделей дизелів це паливо відводиться у всмоктуючий колектор. Відведення палива з живлячої і відсічної порожнин насоса здійснюється звичайно через редуційні клапани, що забезпечують перед надплунжерним простором необхідний рівень тиску палива.

1.2. Типи паливних насосів високого тиску

Окремі моделі паливних насосів автотракторних дизелів можуть поєднувати в собі сукупність [9] принципово різних конструктивних рішень. Доцільно класифікувати насоси за схемами їх основних функціональних пристроїв.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

За кількістю плунжерів, що обслуговують циліндри дизеля, розрізняють два типи насосів:

- багатоплунжерні, в яких на кожен циліндр доводиться один нагнітаючий плунжер;
- розподільного типу, в яких один або декілька одночасно працюючих плунжерів обслуговують всі або групу циліндрів дизеля, для чого збільшується циклічність роботи плунжерів і вводиться розподільник палива.

У насосах розподільного типу різко скорочується загальне число деталей, зокрема прецизійних вузлів, і знижуються габарити в 1,5—2,5 рази, а вага в 2—3 рази в порівнянні з конструкціями багатоплунжерних рядних насосів. У зв'язку з тим, що один плунжер обслуговує декілька циліндрів, в насосах розподільного типу вдається добитися меншої нерівномірності подач палива між циліндрами в широкому діапазоні зміни режимів роботи дизеля.

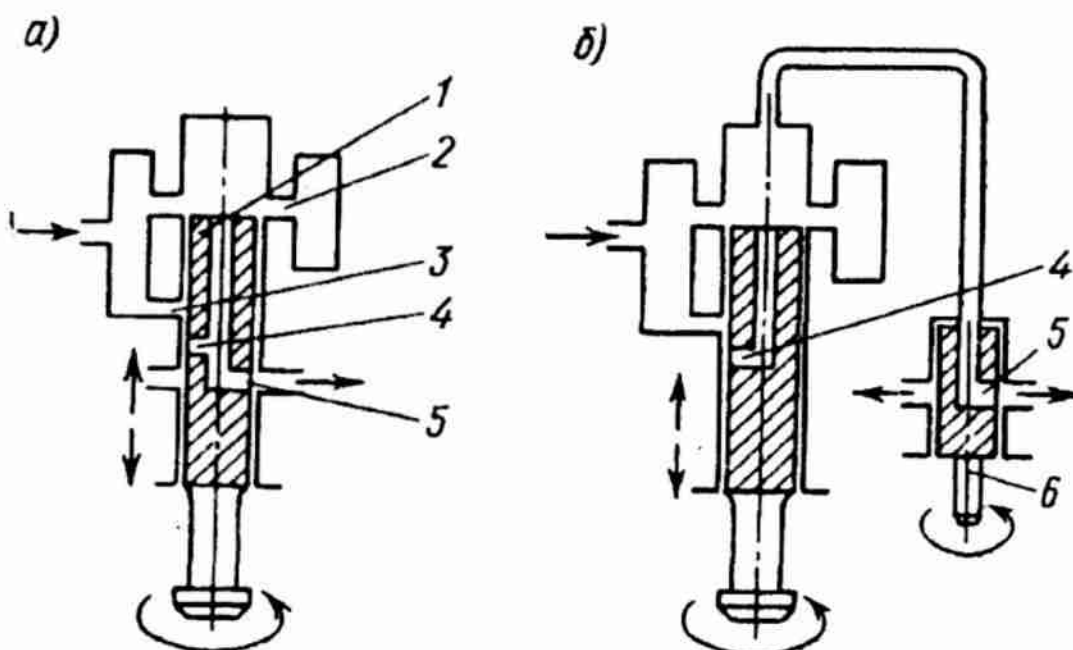
Багатоплунжерні насоси можуть виконуватися рядними, V-подібними і барабанного типу. Переважне розповсюдження знайшли рядні насоси. Насоси барабанного типу, в яких нагнітаючі секції розташовані по колу, а привод плунжерів здійснюється від косої шайби або кулачкового профілю торця, випускалися рядом фірм невеликими партіями і не знайшли широкого розповсюдження внаслідок недостатньої надійності приводу і високої вартості виготовлення.

Останнім часом розроблені і серійно випускаються У-подібні насоси для дизелів з У-подібним розташуванням циліндрів. Конструкція У-подібних насосів дещо складніша, а вартість виготовлення більша, ніж рядних насосів. Основною перевагою насосів даного типу є менша довжина, що полегшує розміщення насоса на двигуні і застосовуються в основному на дизелях з великим робочим об'ємом циліндра.

Насоси розподільного типу мають дві принципові схеми. Згідно з першою схемою, плунжер суміщає в собі функції нагнітаючого елемента і розподільника,

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

що періодично з'єднує надплунжерний простір насоса з форсунками циліндрів дизеля відповідно до порядку їх роботи (рис. 1.2).



1 - плунжер; 2 - наповнюючі отвори; 3 - відсічний отвір у втулці;
4 - відсічний отвір в плунжері; 5 - розподільний отвір; 6 - розподільник

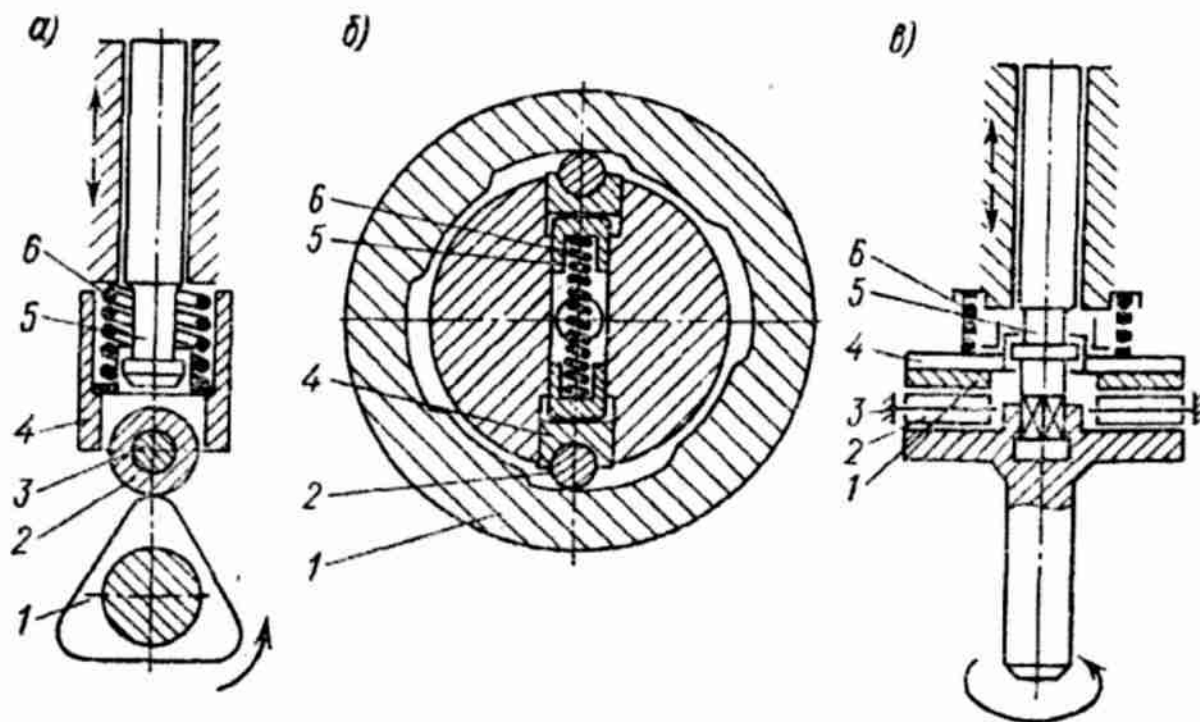
Рис. 1.2. Схеми розподілення палива в секціях насосів розподільного типу: а - з плунжером-розподільником; б - з автономним розподільником

За другою схемою (рис. 1.2, б) розподільник виконаний у вигляді окремого елемента, привод якого кінематично пов'язаний з приводним валом насоса. Розподільник частіше виконується у вигляді циліндрового золотника, що обертається.

Розподільні насоси прийнято ділити на дві основні групи:

- плунжерні (найчастіше одноплунжерні);
- роторні.

Плунжерні насоси реалізують перший (рис. 1.3, а) і третій (рис. 1.3, в) тип приводу, а роторні — другий тип (рис. 1.3, б).



1 - кулачкова шайба; 2 - ролик штовхача; 3 - вісь ролика штовхача;
 4 - штовхач; 5 - плунжер; 6 - зворотня пружина

Рис. 1.3. Схеми приводів насосів розподільного типу: а - із зовнішнім кулачковим приводом; б- з внутрішнім кулачковим профілем; в-з торцевим кулачком

У паливних насосах безпосередньої дії нагнітання палива здійснюється через нагнітальний трубопровід до форсунки, а у акумулюючих системах плунжер спочатку подає паливо в акумулятор, з якого воно потім поступає до форсунки.

Можливі два варіанти акумулюючих систем: з акумулятором великої місткості, коли паливо одним або декількома плунжерами нагнітається в резервуар, з якого поступає до керованих закритих форсунок, і насоси з поршнеvim акумулятором малої місткості, що працює синхронно з нагнітаючим плунжером. В цьому випадку на початку ходу нагнітаючого плунжера паливо поступає в акумулятор. Потім після накопичення в акумуляторі енергії

міжплунжерний простір з'єднується з форсункою. Можливі варіанти систем, коли на початку подачі паливо одночасно подається в акумулятор і до форсунки, а потім у міру падіння швидкості плунжера інтенсивність подачі палива підтримується енергією акумулятора.

Перевагою акумулюючих систем є незначна зміна показників процесу паливоподачі в широкому діапазоні режимів роботи дизеля. Проте акумулюючі системи не набули поширення в автотракторних дизелях через складність конструкції.

Стабільні показники процесу вприскування при роботі на різних режимах забезпечують також паливні насоси з гнучким приводом плунжерів: пружинним, гідравлічним, газовим або пневмо-гідравлічним. Проте вони також не мають широкого застосування в автотракторних: пружинний — через складність і ненадійність конструкції при здійсненні інтенсивного і форсованого вприскування; газовий і гідравлічний — ускладнюють конструкцію дизеля і недостатньо надійні.

У паливних насосах для автотракторних дизелів поширення знайшов жорсткий механічний привод на основі кулачкових механізмів. Особливо це стосується багатоплунжерних насосів з рядним або У-подібним розташуванням, де використовуються кулачкові механізми із зовнішнім дуговим профілем.

В У-подібних насосах є два основні варіанти приводу:

1. Один кулачок приводить у дію плунжери лівого і правого блоків насоса. Це забезпечує компактність конструкції, але потребує відповідності кута розвалу головок насоса куту розвалу циліндрів двигуна. Така схема ускладнює уніфікацію корпусів насоса для дизельних двигунів з різними кутами розвалу.

2. Кожен плунжер має власний кулачок, а вал має кількість шайб, яка відповідає числу плунжерів насоса. Цей варіант збільшує довжину насоса, але дозволяє уніфікувати корпуси насоса, що зручно при виробництві.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.3. Типи кулачкових механізмів у насосах розподільного типу

У насосах розподільного типу використовуються три основні типи кулачкових механізмів:

- у другому типі приводу часто застосовується схема, де шайба з кулачковим профілем залишається нерухомою, а ротор, що містить плунжери, обертається навколо своєї осі;

- є також зворотна схема, де обертається кулачкова шайба, а ротор залишається нерухомим, що дещо ускладнює конструкцію розподільника палива.

Кожен тип кулачкового механізму може забезпечити приблизно однакову максимальну кількість робочих ходів плунжера за один оберт приводного валу або шайби — до восьми ходів при рівномірному чергуванні роботи циліндрів дизеля. Вибір типу приводу залежить від конструкційних переваг та особливостей конкретного дизельного двигуна:

- другий тип кулачкового механізму має найменшу масу рухомих частин, що дозволяє збільшити частоту робочих циклів;

- привод із кулачковим механізмом торця має найбільшу масу рухомих частин, але забезпечує простий обертальний рух плунжера-розподільника, що робить його зручним у ряді випадків;

- зовнішній циліндровий кулачковий механізм потребує додаткової передачі (зазвичай зубчастої) для забезпечення обертального руху плунжера, що збільшує складність конструкції, але зменшує кутові коливання плунжера.

Кут випередження вприскування, який є важливим параметром роботи дизельного двигуна, регулюється по-різному в залежності від типу приводу:

- другий тип приводу дозволяє легко змінювати кут шляхом повороту кулачкової шайби в корпусі;

- третій тип передбачає зміну кута за допомогою повороту траверси з штовхачами;

- перший варіант зазвичай потребує муфт або пристроїв, подібних тим, які використовуються у рядних насосах.

									Арк.
									16
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДІПТ. 450000. 207. МРПЗ				

Кожен тип кулачкового приводу має свої особливості, які визначаються конструктивними перевагами та можливістю уніфікації, що особливо важливо для дизельних двигунів різного призначення.

1.4. Аналіз досліджень в сфері подачі палива дизельних двигунів

Патент на корисну модель UA 46408, Спосіб забезпечення початку подачі палива в циліндри дизельного двигуна внутрішнього згорання (Хабрат Микола Іванович).

Корисна модель відноситься до моторобудування, а саме до способу й пристрою коректування початку подачі палива в циліндри дизельного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ). Нормальна робота ДВЗ відбувається при однаковому початку подачі палива в циліндри, по куті повороту маховика, не доходячи поршнів до верхньої мертвої точки.

Технічне завдання й результат досягаються тим, що спосіб забезпечення початку подачі палива в циліндри ДВЗ проводять по збігу міток на корпусі й маховику при його поворотах. Новим є те, що використовують контрольну форсунку, до якої приєднують топливопровід форсунки циліндра, що перевіряється і стробоскоп з можливістю розмикання підпружиненої голкою контактів його електричного кола. Потім фіксують правильність або неправильність початку подачі палива відповідно при збігу або розбіжності спалаху світла лампочки стробоскопа й міток корпусу й маховика двигуна, що працює. Після цього топливопровід форсунок інших циліндрів по черзі, у відповідності зі схемою їхньої роботи, приєднують до контрольної форсунки й аналогічним образом фіксують початок подачі палива в інші циліндри. При розбіжності указаних міток і спалаху світла лампочки стробоскопа, при поворотах маховика, проводять регулювання довжин відповідних плунжерів паливного насоса.

Зазначені ознаки необхідні й достатні для здійснення способу досягнення технічного результату.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
						17
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

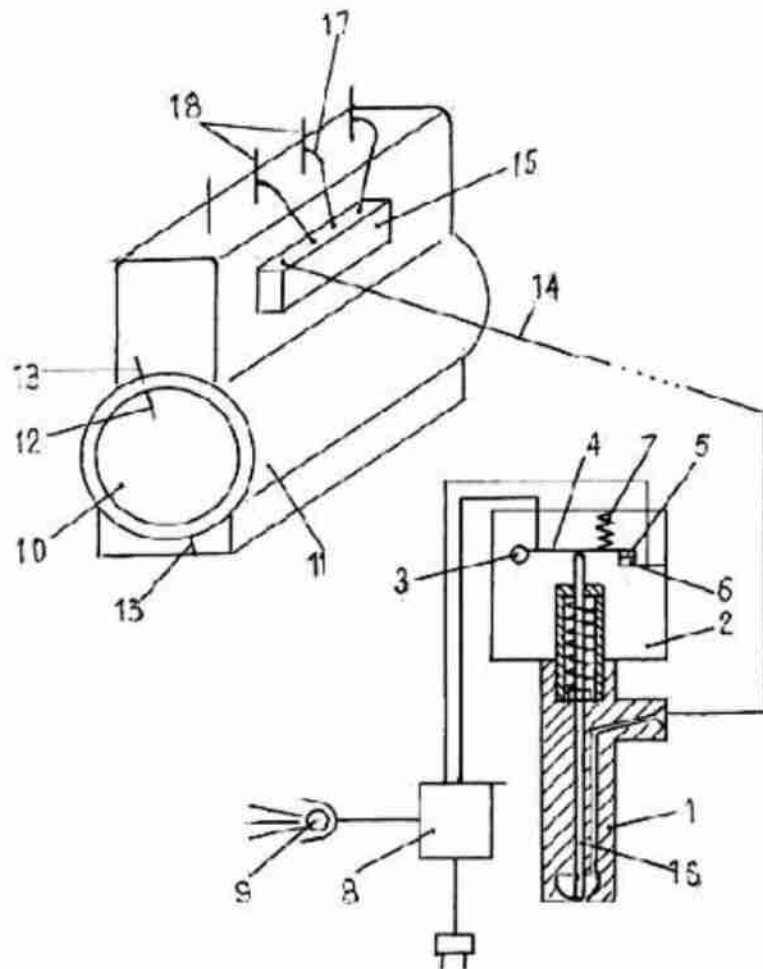


Рис. 1.4. Патент на корисну модель UA 46408, Спосіб забезпечення початку подачі палива в циліндри дизельного двигуна внутрішнього згорання

Патент на корисну модель UA 91237, Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах (Сердюк Володимир Никандрович, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна).

Корисна модель належить до машинобудування, а саме до двигунобудування, зокрема до системи подачі палива у дизельний двигун. Корисна модель направлена на підвищення економічності та ефективності роботи дизельних двигунів. Проблема, яка існує сьогодні, полягає у перевитраті дизельними двигунами палива на малих обертах.

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення, підвищення точності та ефективності роботи системи автоматичного регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах, забезпечення повної автоматизації процесу регулювання та підвищення економічності та ефективності дизельних двигунів в цілому.

На рис. 1.5 зображено принципову схему автоматичної системи регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах.

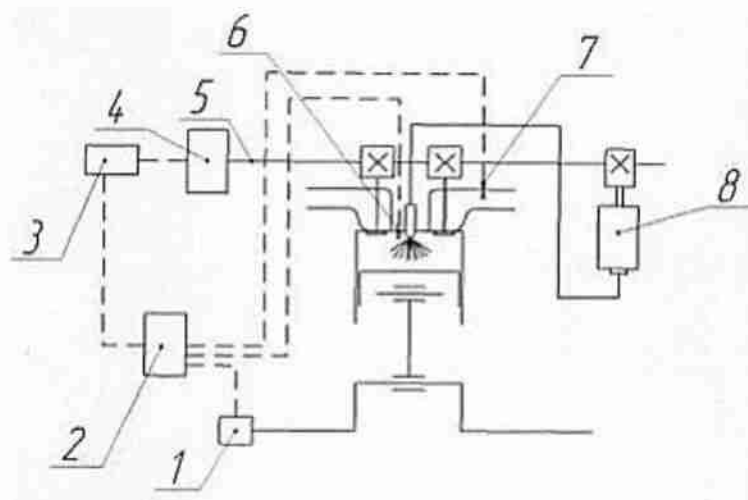


Рис. 1.5. Патент на корисну модель UA 91237, Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах

Поставлена задача вирішується тим, що автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах, яка включає робочий циліндр з камерою згоряння та встановленою у ній форсункою, містить паливний насос високого тиску, плунжер, встановлений у втулці, розподільчий вал зі встановленими на ньому паливними кулачками та датчик вимірювання тиску у циліндрі, згідно з корисною моделлю, додатково містить датчик вимірювання частоти обертання колінчатого вала, встановлений на колінчатому валу дизельного двигуна, і датчик вимірювання температури відпрацьованих газів, встановлений у випускному колекторі дизельного двигуна, пов'язані за допомогою дротів з блоком підсумовування сигналів, який взаємодіє з блоком перетворення електричного сигналу у механічний і блоком регулювання кута

						ДПТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			19

випередження подачі палива, який розміщений на двигуні і складається з штока, веденої шестірні, ведучої шестірні і шліцьового ведучого вала.

Патент на корисну модель UA 33153, Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах (Боднар Борис Євгенович, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна).

Корисна модель відноситься до машинобудування, а саме до двигунобудування, зокрема до системи подачі палива у дизельний двигун та направлена на підвищення економічності та ефективності роботи дизельних двигунів.

Проблема, яка існує сьогодні, полягає у перевитраті дизельними двигунами палива на малих та холостих оборотах.

Суть корисної моделі полягає в тому, що система автоматичного регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах включає робочий циліндр з камерою згоряння та встановленою у ній форсункою, містить паливовприскуючий насос, плунжер встановлений у втулці, розподільчий вал з встановленими на ньому паливними шайбами та датчик вимірювання тиску у циліндрі.

Новим є те, що система автоматичного регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах містить датчик вимірювання частоти обертання колінчатого валу, встановлений на колінчатому валі дизельного двигуна, датчик вимірювання температури відпрацьованих газів, встановлений у випускному колекторі дизеля, пов'язані за допомогою дротів з блоком підсумовування сигналів, блок перетворення електричного сигналу у механічний, з встановленим у ньому штоком, та блок регулювання кута випередження подачі палива, що включає ведену шестерню, ведучу шестерню, шліцевий ведучий вал, встановлені на дизельному двигуні.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

На рис.1.6 зображено принципову схему автоматичної системи регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах.

Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах містить датчик вимірювання частоти обертання колінчатого валу 1, блок підсумовування сигналів 2, блок перетворення електричного сигналу у механічний 3, блок регулювання кута випередження подачі палива 4, розподільчий вал 5, датчик вимірювання тиску у циліндрі 6, датчик вимірювання температури 7, паливний насос високого тиску 8.

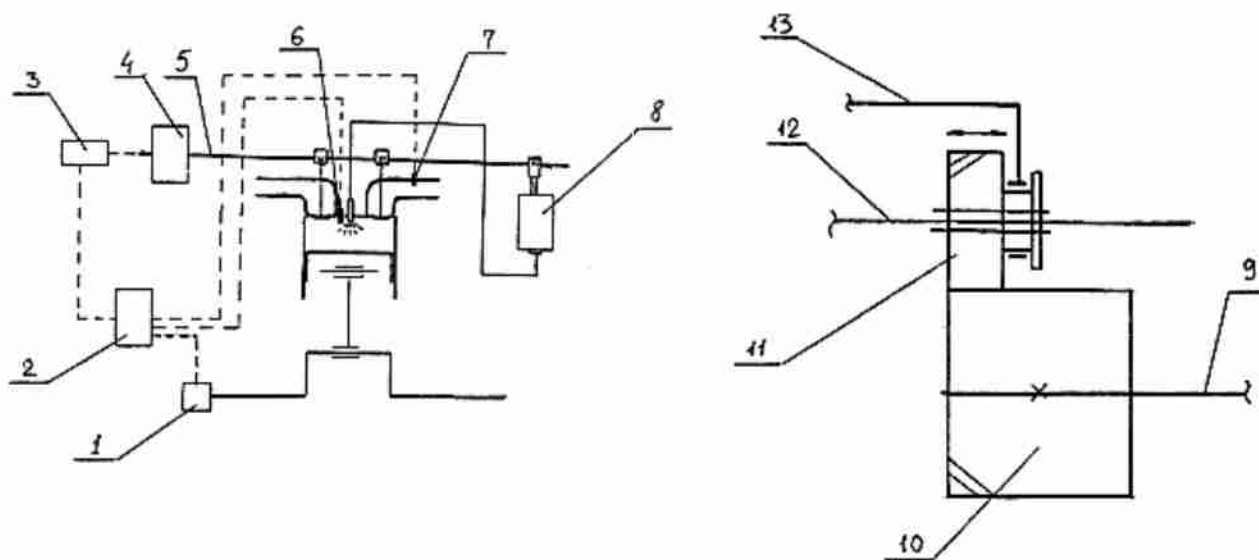


Рис. 1.6. Патент на корисну модель UA 33153, Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах

Висновки по розділу:

Стабільні показники процесу вприскування при роботі на різних режимах забезпечують паливні насоси з гнучким приводом плунжерів: пружинним, гідравлічним, газовим або пневмо-гідравлічним. Проте вони також не мають широкого застосування в автотракторних ДВЗ: пружинний — через складність і ненадійність конструкції при здійсненні інтенсивного і форсованого вприскування; газовий і гідравлічний — ускладнюють конструкцію дизеля і недостатньо надійні.

В результаті проведення аналізу патентів на винахід, зробив висновок, що більшість розробок стосується моторобудування, а саме до способу й пристрою коректування початку подачі палива в циліндри дизельного двигуна внутрішнього згоряння.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2. АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

2.1. Контрольні витрати палива дизельних ДВЗ

Оцінка і дослідження паливної економічності автомобіля характерні з початкових етапів формування теорії автомобіля як науки [1–3].

Практично дослідження в сфері паливної економічності автомобіля умовно можна розділити на три групи:

– оптимізація паливної економічності безпосередньо бензинових і дизельних двигунів в процесі їхнього проектування і доводки;

– дослідження і оптимізація паливної економічності в процесі проектування і доводки нових автомобілів, тобто підбір характеристики і параметрів силового приводу, шин, аеродинаміки і інших конструктивних факторів для певних типових умов руху [10].

– дослідження можливостей покращення експлуатаційної паливної економічності серійних автомобілів в реальних та різноманітних умовах експлуатації і вдосконалення нормування витрати палива в експлуатації [14].

В даній роботі акценти зроблено власне на 3 – тю групу досліджень, як особливо актуальної в існуючих умовах експлуатації автопарку, з умовами нормування витрати палива [18, 19], оцінці впливу конкретних умов руху та експлуатації на реальні витрати палива.

Структурно виходячи з системного підходу і потенційних та експлуатаційних властивостей автомобіля і умов експлуатації [28] з відповідною трансформацією можна представити середовище досліджень як:

$$Q_g = f(K_n, T, M, B_p, C_p, \sum R, O, Z_{cp}, G, P_v, D, \Pi, B), \quad (2.1)$$

де Q_g – головний нормований критерій (показник якості), тут паливна економічність;

K_n – конструктивні параметри і технічні характеристики;

T – технологічні фактори (в тому числі розсіювання параметрів при масовому виробництві);

M – фізико–математичні і хімічні властивості матеріалів (в тому числі експлуатаційних);

B_p – особливості виробництва (коливання технічних характеристик при масовому виробництві);

C_p – внутрішнє середовище і відхилення робочих процесів агрегатів і систем автомобіля;

$\sum R$ – сукупність робочих режимів (навантажувальних, швидкісних, температурних і т.д.) в певному діапазоні при виконанні робочих функцій автомобіля;

O – вплив оператора (А–автомобіль, В–водій);

Z_{cp} – зовнішнє середовище (дорога, температура і вологість повітря, дорожня ситуація, пилюка і т.д.);

G – корисне навантаження (використання вантажопід'ємності автомобіля);

P_v – режими руху (швидкість і інтенсивність її зміни);

D – діагностика;

P – профілактика технічного стану автомобіля;

B – питоме відновлення еталонних характеристик автомобіля.

Враховуючи усталену практику оцінки паливної економічності автомобіля згідно певних норм витрати палива на одиницю шляху (так звана європейська оцінка – в л/100км, чи звична в США – пробіг в милях на витраченому 1 галоні палива – mph) можна констатувати методологічну розбіжність – роздвоєння такої оцінки.

2.2. Лінійні норми витрати палива дизельних ДВЗ

На першому етапі оцінки автовиробниками паливної економічності на базі так званих контрольних витрат палива (як правило точка мінімальної витрати палива при русі з певною постійною швидкістю, що є різною для різних типів і

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

марок автомобілів виходячи з вже сформованих технічних характеристик, на близькій до ідеальної автодорозі) (динамометричне кільце автополігону), частковим завантаження і сприятливими атмосферними та температурними умовами. Графічну ілюстрацію такої оцінки можна представити на базі відповідної обробки даних [24] у вигляді рисунку де ж і показано дані відповідно до цих моделей автомобілів лінійних норм витрати палива.

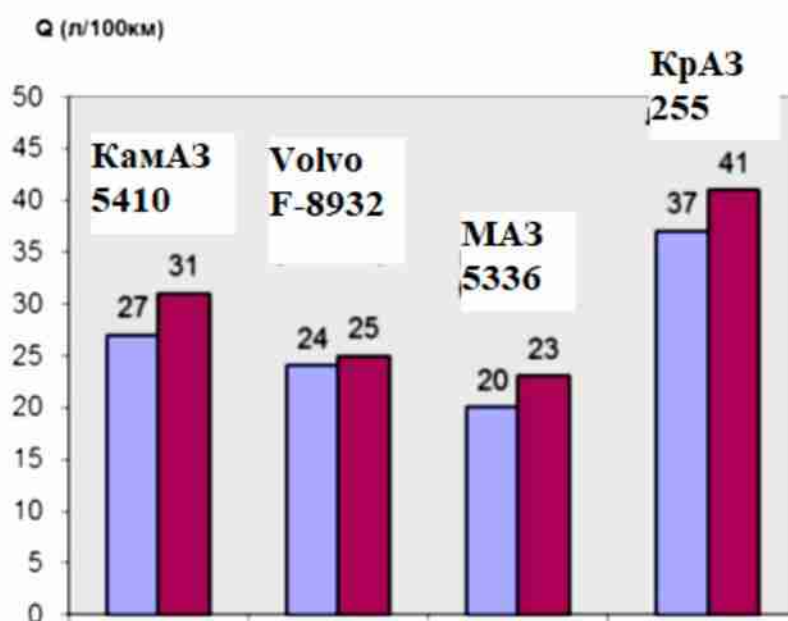


Рис. 2.1. Контрольні витрати та лінійні норми витрати палива автомобілів

Однак дані показники неспівставні з реальними витратами палива, про що свідчать і чисельні результати досліджень по паливній економічності в реальній експлуатації [18 – 19] та формування так званих базових лінійних експлуатаційних норм витрати паливно – мастильних матеріалів на автотранспорті [23].

На другому етапі відбувся поступовий перехід на наближення оціночних характеристик паливної економічності автовиробниками до типових, якихось певних умов руху, наближених до середньо експлуатаційних.

Зокрема була введена практика так званих лінійних, індивідуальних (або диференційованих) норм витрат палива на автомобільному транспорті. Найбільш

детально в загальному виді формування норми витрати палива (в л/100 км) визначалось як:

$$Q = Q_H \pm \Delta Q_T \pm \Delta Q_o \pm \Delta Q_B \pm \Delta Q_{op}, \quad (2.2)$$

де Q_H – витрата палива за нормою для даної моделі;

ΔQ_T – збільшення лінійної витрати, пов'язаного з технічним станом автомобіля та систем;

ΔQ_o – збільшення (зниження) Q_H , обумовлене дорожньо – кліматичними умовами;

ΔQ_B – збільшення (зниження) Q_H , обумовлене досвідом та майстерністю водія;

ΔQ_{op} – вплив інших факторів (обкатка, учбова їзда, використання причепів і т.д.)

На рисунку 2.2, як ілюстрація представлено узагальнену оцінку впливу параметрів технічного стану на установлені лінійні норми.

При цьому з практики формування індивідуальних лінійних норм витрати палива було визначено наступні можливі збільшення базових лінійних норм [19]:

– до 5% в південних районах і до 10% в зонах помірного клімату на зимовий період експлуатації, тривалість якого визначалась обласними органами державної влади;

– до 10% при їзді в гірській місцевості (вище 1500 м над рівнем моря);

– до 10% на звивистих дорогах (наявність на 1 км дороги більше 5 поворотів з радіусом менше 40 м);

– до 10% для міських умов руху з частими зупинками (міські автобуси, продуктові, інкасаційні, комунальні машини);

– до 10% при перевезенні вантажів, що вимагають понижених швидкостей руху;

– до 10% при постійному використанні АТЗ в ролі технологічного транспорту на території підприємств;

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
						26
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- до 20% при їзді в кар'єрах і по польових дорогах;
- до 5% при обкатці (до 1 тис. км) нового або капітально відремонтованого автомобіля;
- до 25% при учбовій їзді;
- до 35% при їзді в умовах бездоріжжя.

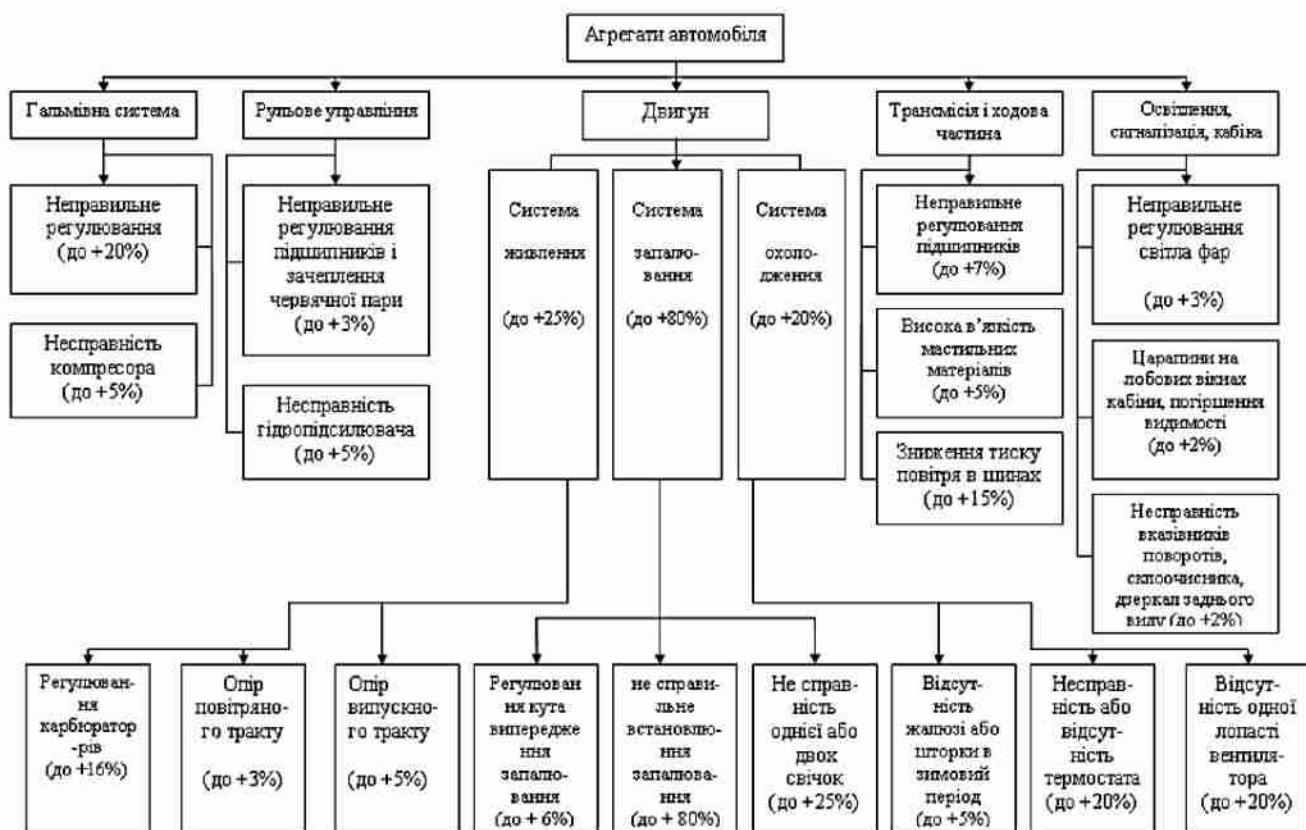


Рис. 2.2 Вплив технічних факторів на лінійну витрату палива (у % до встановленої норми)

Розрахунково – аналітичний метод визначення лінійної норми витрати палива згідно рекомендацій [23] базувався на спрощеному загальновідомому з навчальних курсів теорії автомобіля виразі (2.3) і з опосередкованими значеннями конструктивних параметрів згідно табл. 1.1:

$$Q_s = \frac{g_e(\Psi G_a + k F V_a / 13)}{2700 \eta_T \rho} \times V_a; \quad (2.3)$$

де g_e – мінімальна питома витрата палива;

ψ – сумарний коефіцієнт опору рухові;

G_a – вага автомобіля;

k – коефіцієнт опору повітря;

F – лобова площа автомобіля, m^2 ;

V_a – швидкість руху автомобіля, км/год;

η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Таблиця 2.1

Узагальнені дані для розрахунку лінійної витрати палива

Тип автомобіля	V_a , км/год	Ψ	k	F , m^2
Легкові	100	0,015	0,03	2,0
автобуси	60	0,020	0,05	5,5
вантажні	40/70	0,020	0,06	4,0

Безперечно, оцінка впливу дорожніх умов, режимів руху на паливну економічність автомобіля є складною, не тільки із – за явного взаємозв'язку даних факторів, але і складнощів квантифікації ряду факторів, що відносяться до організації руху (перешкодонасиченість, інтенсивність транспортного потоку і т.д).

Існуючі дослідження, сконцентровані на оцінці взаємозв'язку геометричних характеристик доріг (макропрофіль – спуски і підйоми, звивистість дороги в плані) з швидкісними характеристиками автомобілів, але паливна економічність при цьому практично не враховується. Практично вплив поздовжнього профілю дороги (підйоми/спуски) на лінійну витрату палива в значній мірі взаємно вирівнюється почерговістю росту витрати палива на підйомах та зменшення витрат на спусках з достатньо невеликою різницею, обумовленою ККД силового приводу. Вплив поворотів (звивистості дороги в плані) взаємопов'язаний з

відповідним зниженням швидкості та додатковими затратами потужності на додання бокового уводу шин.

Домінуючим є вплив взаємозв'язку лінійної витрати палива s Q з зміною швидкості руху.

Взаємозв'язок Q_s з інтенсивністю і організацією транспортного потоку є значно складнішим з точки зору квантифікації і відтворення – оцінки відповідних “чистих” експериментів, суттєво пов'язаних з уже суб'єктивними факторами (досвідом водія і т.д.).

Зокрема в базових на сучасний момент дослідженнях, що формують діючу теорію технічної експлуатації автотранспортних засобів в Україні [38], визначена наступна класифікаційна структура факторів, які визначають експлуатаційну витрату палива, що представлена на рисунку 2.3.

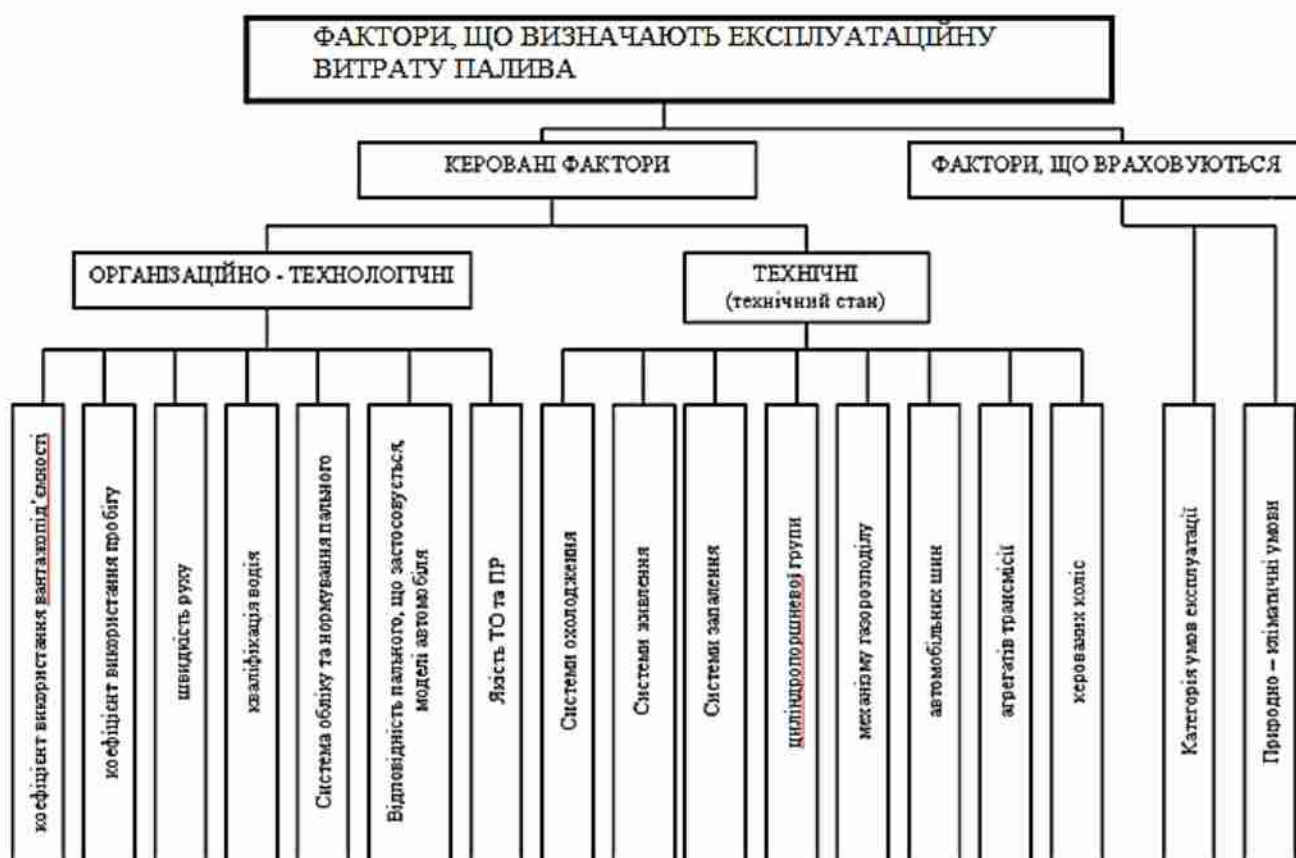


Рис. 2.3 Класифікація основних факторів, що впливають на витрату палива

Аналіз схеми (рис. 2.3) свідчить однак про проблемність квантифікації впливу більшості з об'єднаних в групу організаційно – технологічних керованих факторів. Зокрема, якщо ступінь впливу швидкості руху чи коефіцієнту використання вантажності технічно на показники паливної економічності достатньо однозначно експериментально чи аналітично фіксуються, то графічна залежність взаємозв'язку лінійної витрати палива та коефіцієнту використання пробігу, рівно як і системи обліку і нормування витрати палива, чи якості ТО і ТР представляються доволі невизначено.

Загалом систематизована кількісна оцінка впливу і ранжування значимості експлуатаційних факторів на витрату палива практично відсутня. В відомих дослідженнях можна виділити окремі оцінки взаємозв'язків, на базі яких і проведено аналіз значимості і виділення визначальних факторів.

Вплив умов експлуатації на витрати палива автомобілів методологічно виділено дві групи:

- вплив технічного стану автомобіля;
- вплив умов експлуатації.

Сформовано наступну структуру і оцінку питомого впливу досліджуваних факторів на витрату палива, (табл. 2.2).

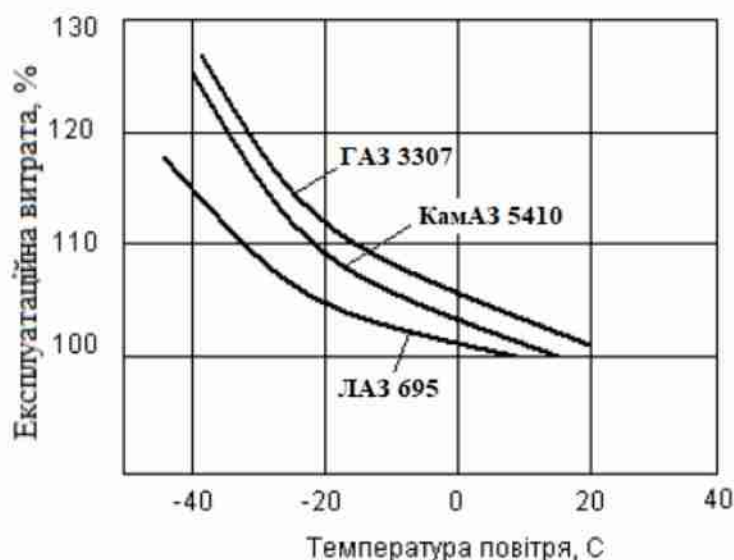


Рис. 2.4. Вплив температури повітря на паливну економічність АТЗ при швидкості 50 км/год

Нелінійний характер впливу певних експлуатаційних факторів на фактичні витрати палива що підтверджується узагальненням результатів, рисунок 1.5, додатково ускладнює як дослідження і чітку квантифікацію впливу так і врахування основних визначальних факторів умов і режимів руху на нормування фактичної витрати палива. Структура і ступінь впливу експлуатаційних факторів на втрату палива є в таблиці 2.2. Проведений аналіз і узагальнення відомих досліджень по нормуванню експлуатаційної паливної економічності. Загалом систематизована кількісна оцінка впливу і ранжування значимості експлуатаційних факторів. Додатково ускладнює як дослідження і чітку квантифікацію впливу так і врахування основних визначальних факторів умов і режимів руху.

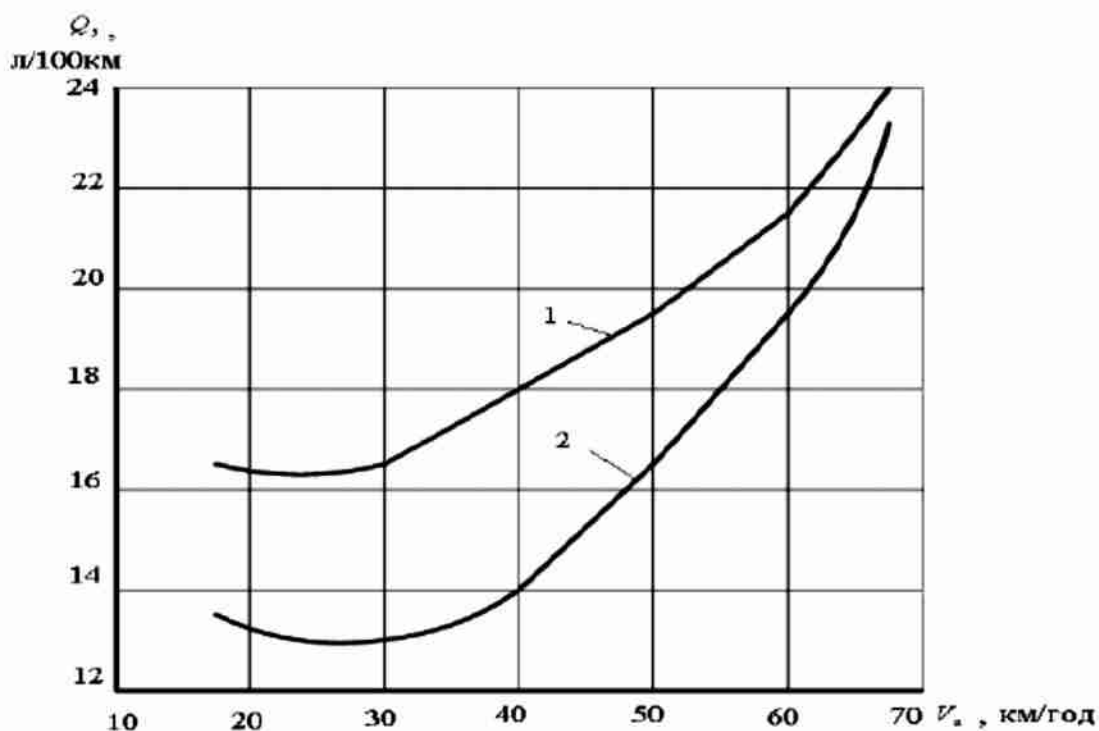


Рис. 2.5. Економічна характеристика автомобіля при русі на прямій передачі по дорозі з асфальтобетонним покриттям

Структура і ступінь впливу експлуатаційних факторів на втрату палива

№ з/п	Групи факторів	Питомий вплив, збільшення Q_s %
1	Технічний стан АТЗ	
1.1	Знос двигуна	до 4–6
1.2	Підвищення опору випускної системи до 50%	≈2–3
1.3	Несправності карбюратора	5–7/10–15
1.4	Несправності системи запалювання	3–25
1.5	Цетанове число та склад палива	5–8
1.6	понижена робоча температура двигуна (до 40-45°C)	8–10
1.7	Регулювання підшипників і геометрії підвіски керованої осі	до 14
1.8	Відхилення від номінального тиску повітря в шинах на 13 – 15% на 40%	1,6–2 6,8–17
2	Умови експлуатації АТЗ	
2.1	Тип і стан дороги	10–100
2.2	Навантаження (від 0 до номінального)	20–25
2.3	Частота зупинок на 1 км шляху (від 0 до 1)	15–25
2.4	Привід допоміжних агрегатів (самоскид)	до 2,2
2.5	Швидкість руху (від 20 до 70 км/год)	до 50
2.6	Досвід водія	до 25
2.7	Макропрофіль дороги (спуски, підйоми) з використанням	від –9% до +10%

На рисунку 2.5 представлені дві характеристики витрати палива для дизельного двигуна:

- характеристика 1 — дійсна витрата, яка показує реальне споживання палива при роботі двигуна за різних умов;

- характеристика 2 — теоретична, яка відображає витрату палива за умов найменшого питомого споживання, що є орієнтиром для максимальної паливної економічності.

Дослідження нормування паливної економічності свідчать про багатофакторний вплив умов експлуатації на витрату палива. Для оптимізації та визначення експлуатаційних норм, були виділені кілька важливих аспектів:

1. Відхилення від номінальних характеристик: під час розрахунку експлуатаційних норм неприпустимо враховувати фактори, які збільшують витрату палива через порушення номінальних параметрів технічного стану. Це означає, що технічний стан автомобіля має відповідати заводським специфікаціям, і будь-які відхилення не повинні враховуватися у планових нормах.

2. Мінімізація суб'єктивних факторів: суб'єктивні фактори, які складно кількісно оцінити, такі як майстерність водія, дорожня ситуація або організація технічного обслуговування, слід або мінімізувати, або виключити з розрахунків.

3. Вплив умов руху: найбільший вплив на витрату палива мають умови руху, зокрема:

- швидкість руху;
- тип і стан дорожнього покриття;
- завантаження автомобіля;
- температура навколишнього середовища.

Ці фактори можуть викликати відхилення фактичної витрати палива від контрольних значень в 1,5...3 рази, що потребує коригування базових норм. У базових лінійних нормах передбачено понад 6 коригуючих поправок і збільшень, які враховують ці умови, але при цьому ускладнюють розрахунок.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Емпіричні коефіцієнти та складність розрахунків. Для кожного типу двигуна використовуються емпіричні коефіцієнти (A), (B), (C), які залежать від конструктивних параметрів, таких як діаметр циліндра (D) та хід поршня (S). Ці показники впливають на індикаторний ККД (η_i) та питому витрату палива (g_e), які змінюються нелінійно в залежності від режиму роботи двигуна.

Через нелінійність зміни ККД і питомої витрати палива, розрахунок експлуатаційної паливної економічності стає складним і потребує застосування універсальної характеристики двигуна. Така характеристика відображається у вигляді двомірного цифрового масиву, що вимагає нелінійної інтерполяції для точного визначення витрати палива на конкретному режимі роботи двигуна. Для кожного конкретного режиму руху потрібне визначення точки роботи двигуна, що додає складності розрахункам і вимагає додаткового програмного забезпечення для точного аналізу економічності в реальних умовах експлуатації.

Висновок за розділом.

З огляду на багатофакторність впливу на витрату палива, ефективне нормування потребує врахування різноманітних коригувальних коефіцієнтів, але слід прагнути до мінімізації суб'єктивних впливів. Удосконалення підходів до нормування дозволить підвищити точність прогнозів витрати палива, що є особливо актуальним для дизельних двигунів у автотракторній техніці, де витрата палива є ключовим показником економічності.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Системи паливоподачі мають великий вплив на якість роботи двигунів внутрішнього згоряння. Принципова схема роботи даної системи представлена на рисунку 3.1.

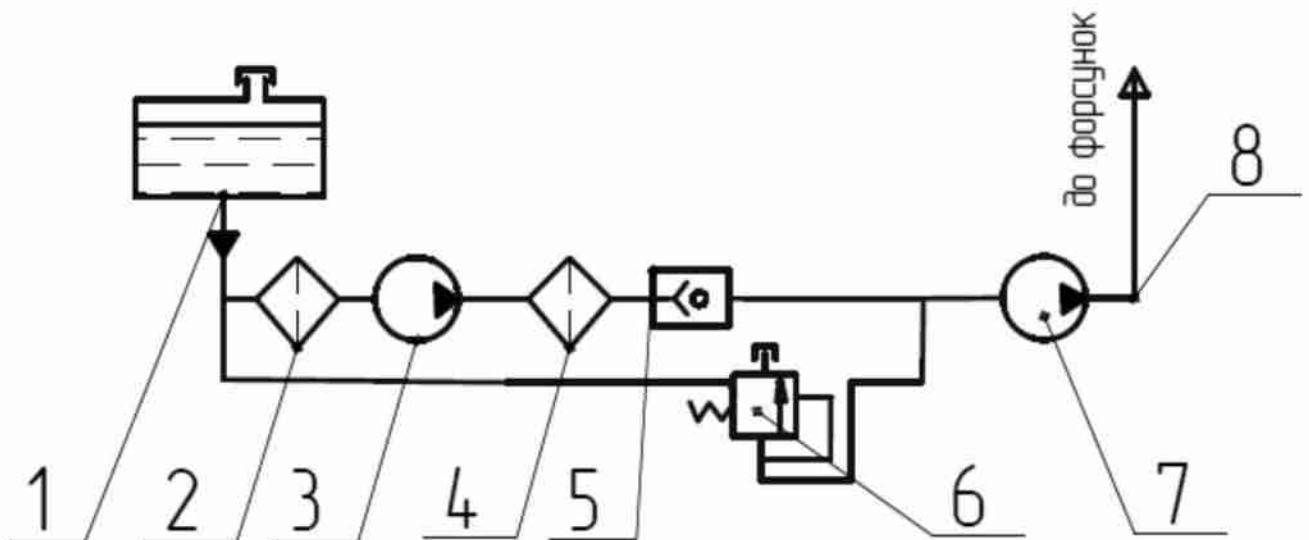


Рис. 3.1. Принципова схема роботи паливних систем дизельних двигунів

Ця система живлення забезпечує подачу очищеного палива під високим тиском до форсунок двигуна, забезпечуючи стабільну подачу та попереджаючи потрапляння домішок у камеру згоряння.

Основні етапи роботи.

1) Подача палива з бака. Паливо надходить з бака (1) до підкачувального насоса (3), проходячи через фільтр грубої очистки (2), який видаляє великі частинки домішок.

2) Перекачування та додаткова очистка. Підкачувальний насос (3) перекачує паливо через фільтр тонкої очистки (4), який забезпечує очищення від дрібніших домішок.

3) Запобігання зворотному току. Зворотній клапан (5) розташований після фільтра тонкої очистки, не дозволяючи паливу перетікати в зворотному напрямку.

4) Подача під високим тиском. Після проходження через фільтри та запобіжний клапан паливо потрапляє до насоса високого тиску (7), який нагнітає його під високим тиском у магістраль (8) і подає до форсунок.

5) Забезпечення безперервності потоку. Перепускний клапан (6) з'єднує вхідний патрубок насоса високого тиску з баком, забезпечуючи підтримку стабільного тиску та відведення надлишків палива назад у бак, якщо виникає надлишок тиску.

Отже, паливо очищається та подається до форсунок під високим тиском, що дозволяє забезпечити оптимальні умови для згорання в двигуні, покращуючи його ефективність і знижуючи ризик забруднення.

3.1. Розрахункова схема і математична модель класичної паливної системи ДВЗ

З розрахункової схеми (рис. 3.2.) видно, що паливо з паливного бака всмоктується насосом низького тиску 1 з тиском P_0 по паливопроводу об'ємом W_0 . Потім насосом 1 паливо з тиском P_1 подається по паливопроводу об'ємом W_1 , з втратами палива через нещільності з'єднання 1 до паливного насоса високого тиску 2, який у свою чергу подає паливо під тиском P_2 до форсунки по паливопроводу об'ємом W_2 з втратами палива через нещільності з'єднання σ_2 . Паливо під тиском діє на запірну голку форсунки з силою $F_{од}$. Одночасно на голку у протилежному напрямку до $F_{од}$ сила $F_{пр}$, яка створюється пружиною, та тиск P_3 у циліндрі двигуна в кінці такту стиску.

При складанні математичної моделі гідроаккумуляторної паливної системи були прийняті такі припущення:

- відстань між насосами високого та низького тиску незначна, що зводить нанівець вплив хвильових процесів у магістралях гідросистеми;
- величина зазорів у з'єднанні деталей мала, тому течія рідини в утворених щілинах носить ламінарний характер.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Проведення математичного моделювання гідроаккумуляторної паливної системи виконується відповідно розрахункової схеми, яка показана на рисунку 3.2

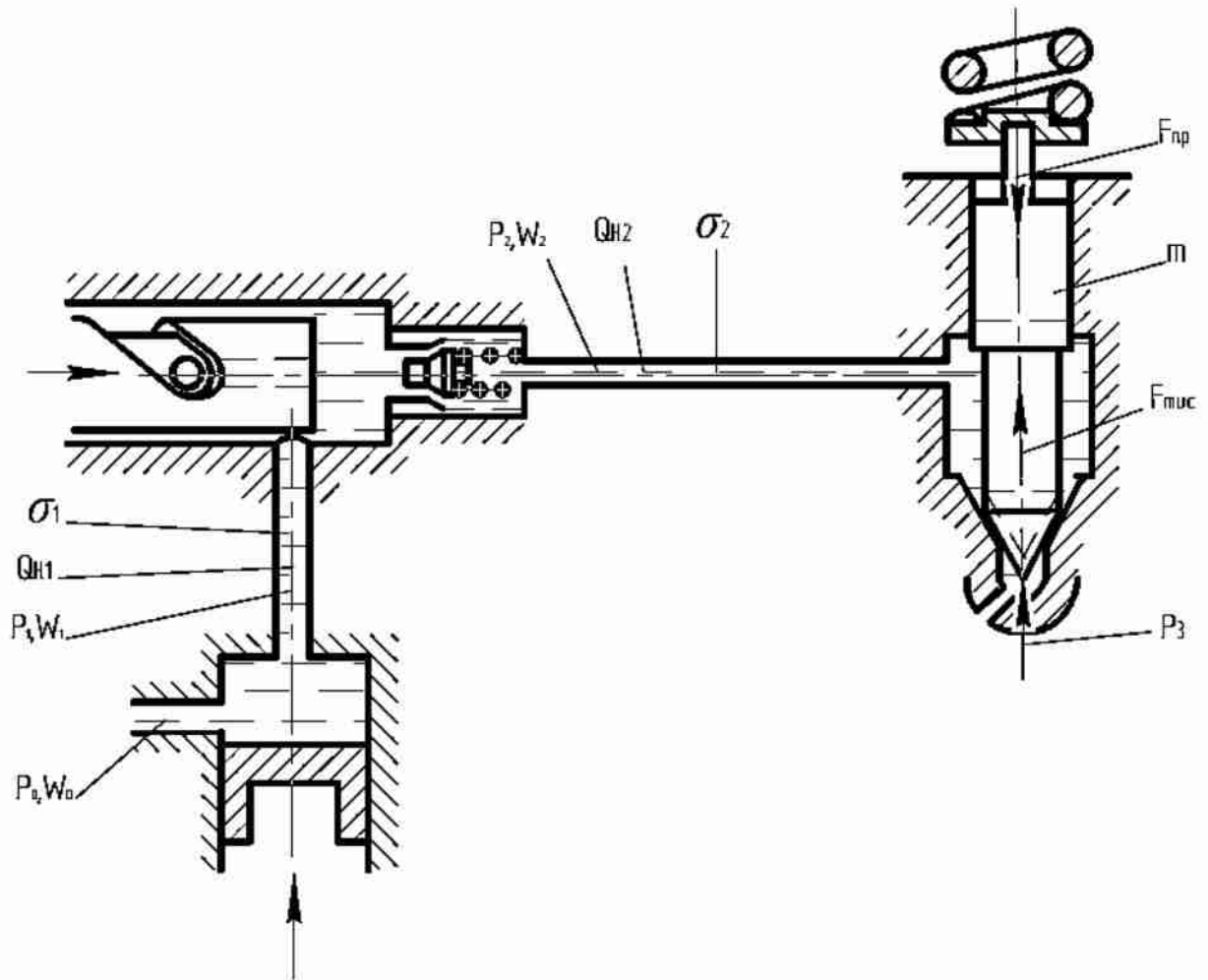


Рис. 3.2. Розрахункова схема математичної моделі паливної системи дизельного двигуна

Рівняння подачі насосами палива на вході першого та другого насоса має вигляд:

$$Q_{n1} = Q_{em1} + Q_{n2} + Q_{зуп1} + Q_{n0-1}; \quad (3.1)$$

$$Q_{n2} = Q_{em2} + Q_{\phi} + Q_{зуп2} + Q_{n2-1}; \quad (3.2)$$

де Q_{n1} - подача насоса низького тиску;

Q_{n2} - подача насоса високого тиску;

Q_{em1} - втрати палива у з'єднаннях насоса 1;

Q_{em2} - втрати палива у з'єднаннях насоса 2;

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$Q_{н0-1}$ - перетікання палива від насоса 1 до насоса 2;

Q_{ϕ} - подача палива через форсунку;

$Q_{вуп1}$ - витрати палива, які виникають при зміні об'єму магістралі;

$Q_{вуп2}$ - витрати палива, які виникають при зміні об'єму магістралі.

Втрати на витікання крізь зазори обчислюються як витрати рідини через плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, доскональна;
- шорсткість поверхонь до уваги не приймається.

Оскільки $Q_{вт}$ визначається коефіцієнтом втрат палива σ та тиском P в магістралі, то рівняння матимуть вигляд:

$$Q_{вт1} = \sigma_1 \cdot P_1; \quad (3.3)$$

$$Q_{вт2} = \sigma_2 \cdot P_2. \quad (3.4)$$

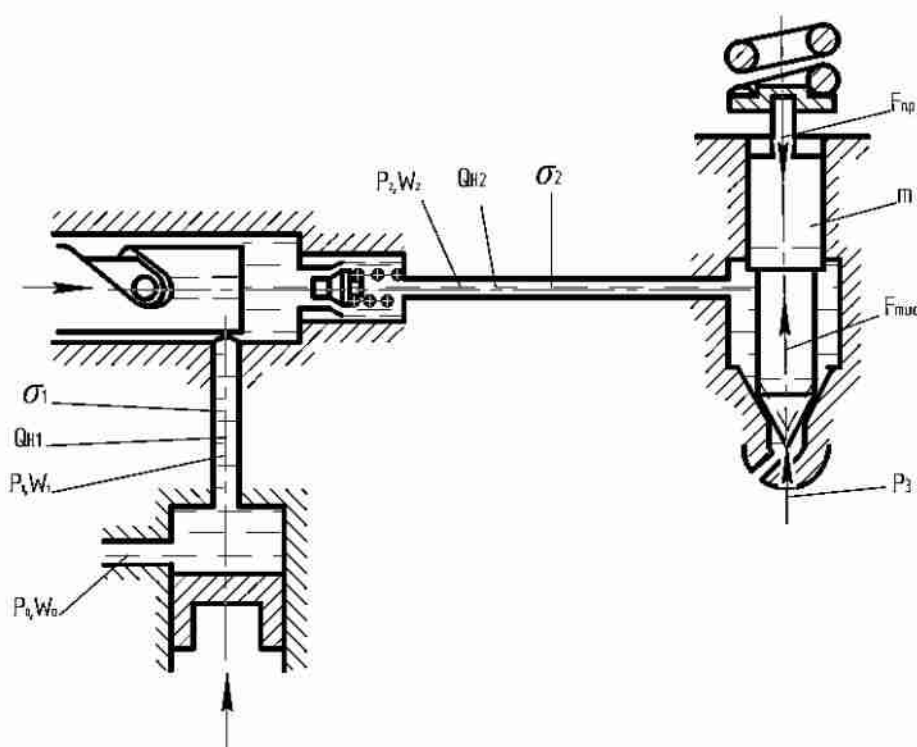


Рис. 3.3. Розрахункова схема математичної моделі паливної системи дизельного двигуна

Рівняння подачі палива через форсунку має вигляд:

$$Q_{\phi} = f_{\phi} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(P_2 - P_3)}. \quad (3.5)$$

де f_{ϕ} - площа отвору через який протікає паливо;

μ - коефіцієнт витрати палива;

ρ - густина палива (для дизельного палива 820...870 кг/м³ при температурі 20°C);

P_2 - тиск палива, який створює насос 1;

P_3 - тиск у циліндрі двигуна при такті стиску.

Витрати, які виникають при зміні об'ємів порожнин гідроприводу, заповнених рідиною через зміни тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями:

$$Q_{yup1} = K_1 \cdot W_1 \cdot \frac{dP_1}{dt}, \quad (3.6)$$

$$Q_{yup2} = K_2 \cdot W_2 \cdot \frac{dP_2}{dt}, \quad (3.7)$$

де K - коефіцієнт податливості магістралі;

W - об'єм паливної магістралі;

Об'єм паливної магістралі визначається з виразу:

$$W_1 = \frac{l_{m1} \cdot (\pi \cdot d^2)}{4}; \quad (3.8)$$

$$W_2 = \frac{l_{m2} \cdot (\pi \cdot d^2)}{4}; \quad (3.9)$$

Перетікання палива в насосах через неповну герметичність визначаються залежностями для плунжерних насосів:

$$Q_{n0-1} = \sigma_{0-1} \cdot (P_1 - P_2 - 2 \cdot P_{dp}); \quad (3.10)$$

$$Q_{n1-2} = \sigma_{1-2} \cdot (P_2 - P_3 - 2 \cdot P_{dp}), \quad (3.11)$$

$$\sigma_{0-1} = \beta_{0-1} \cdot \delta_{0-1}^3 / l_0 \cdot \mu(p, t^\circ C) \cdot l_{0-1} \pm v_0 \cdot \beta_{0-1} \cdot \delta_{0-1}; \quad (3.12)$$

$$\sigma_{1-2} = \beta_{1-2} \cdot \delta_{1-2}^3 / l_0 \cdot \mu(p, t^\circ C) \cdot l_{1-2} \pm v_0 \cdot \beta_{1-2} \cdot \delta_{1-2}. \quad (3.13)$$

де v_0 - відносна швидкість переміщення однієї із стінок, яка задає межу щілини.

					ДІПТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Знак “+” стосується випадку, коли переміщення стінки відбувається в бік зони з пониженим тиском, “-” - в протилежному напрямку.

Зміна в'язкості μ в залежності від тиску і температури визначається згідно залежності:

$$\mu(p, t^{\circ}C) = \mu_{12,p0} \cdot \exp(b_p \cdot p_i) \cdot (50/t^{\circ})^{n_B}, \quad i = 1,2$$

Витрати на перетікання палива дорівнюють:

$$Q_{n0-1} = \sigma_{0-1} \cdot (P_1 + P_0), \quad (3.14)$$

$$Q_{n1-2} = \sigma_{1-2} \cdot (P_2 + P_1). \quad (3.15)$$

Отже рівняння (1) та (2) набуває вигляду:

$$Q_{n1} = \sigma_1 \cdot P_1 + Q_{n2} + \kappa_1 \cdot W_1 \cdot \frac{dP_1}{dt} + \sigma_{1-0} \cdot (P_1 + P_0); \quad (3.16)$$

$$Q_{n2} = \sigma_2 \cdot P_2 + f_{\phi} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(P_2 - P_3)} + \kappa_2 \cdot W_2 \cdot \frac{dP_2}{dt} + \sigma_{1-2} \cdot (P_2 + P_1). \quad (3.17)$$

Оскільки площа отвору сопла форсунки через яку протікає паливо не постійна і має форму твірної зрізаного конуса, то її можна визначити рівнянням, яке запишемо з розрахункової схеми (рис. 3.4).

З прямокутного трикутника ABC визначимо катет AB.

$$\sin(\alpha) = \frac{x}{AB}$$

$$AB = \frac{x}{\sin(\alpha)}, \quad (3.18)$$

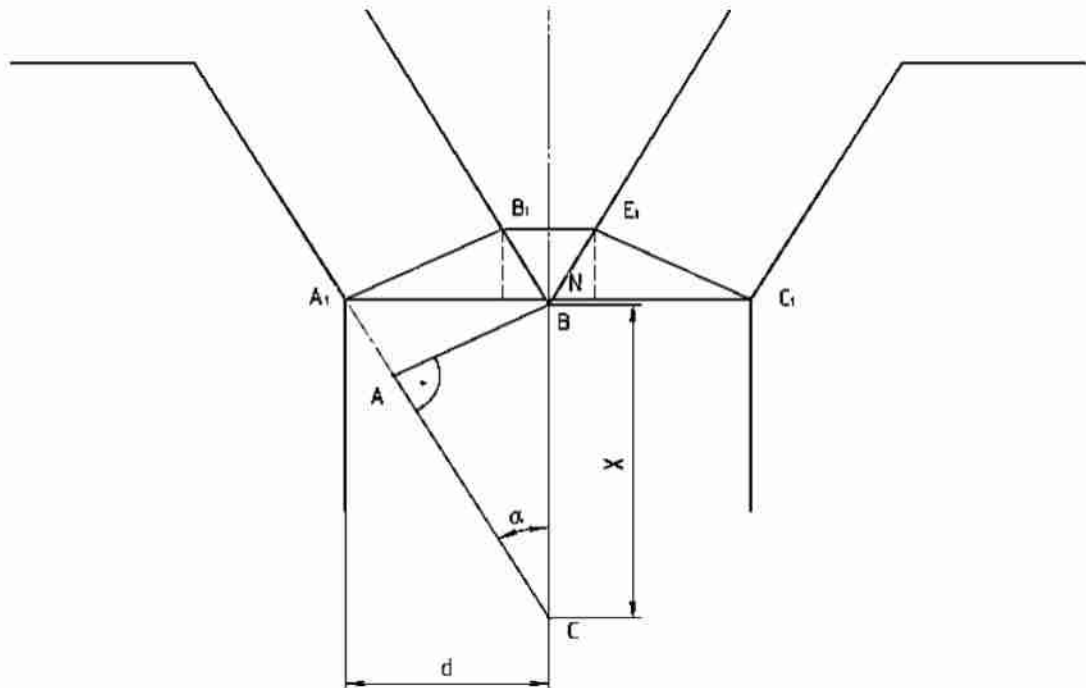


Рис. 3.4. Розрахунок площі отвору сопла форсунки

Оскільки катет АВ рівний твірній А1В1 зрізаного конуса А1В1Е1С1, площа бічної поверхні якого дорівнює

$$f = \pi \cdot (a + b) \cdot l. \quad (3.19)$$

В нашому випадку формула площі бічної поверхні буде мати вигляд

$$f = \pi (d + (d - 2AB \cdot \cos \alpha)) \cdot AB. \quad (3.20)$$

При перетворенні рівняння набуде вигляду

$$f = 2\pi \cdot (d - AB \cdot \cos \alpha) \cdot AB. \quad (3.21)$$

$$f = 2\pi \cdot (d - \frac{x}{\sin(\alpha)} \cdot \cos \alpha) \cdot \frac{x}{\sin(\alpha)}. \quad (3.22)$$

$$f = 2\pi \cdot (d - x \cdot \text{ctg}(\alpha)) \cdot \frac{x}{\sin(\alpha)}. \quad (3.23)$$

Для математичного моделювання гідроаккумуляторної паливної системи запишемо диференційні рівняння подачі рідини насосами.

Подача насоса 1:

$$Q_{н1} = q_1 \cdot n_1 \cdot \eta_1; \quad (3.24)$$

$$Q_{н2} = q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2, \quad (3.25)$$

де q - циклова подача насоса;

n - частота обертання вала насоса;

η - коефіцієнт корисної дії насоса.

Диференційне рівняння має вигляд:

$$\frac{dP_1}{dt} = (q_1 \cdot n_1 \cdot \eta_1 - \sigma_1 \cdot P_1 - \sigma_{1-0} \cdot (P_1 + P_0) - q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2) \cdot \frac{1}{\kappa_1 \cdot W_1}; \quad (3.26)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = (q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2 - \sigma_2 \cdot P_2 - \sigma_{1-2} \cdot (P_1 + P_2) - f_\phi \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(P_2 - P_3)}) \cdot \frac{1}{\kappa_2 \cdot W_2}. \quad (3.27)$$

У процесі роботи паливної системи дизельного двигуна запірні голки форсунки виконують зворотно-поступальний рух. При цьому рівняння руху голки матиме вигляд:

$$m \cdot a = F_{ТИС} - F_{ПР}. \quad (3.28)$$

де m - маса запірної голки форсунки;

a - прискорення запірної голки форсунки;

$F_{ТИС}$ - сила, яка створюється тиском палива;

$F_{ПР}$ - сила, яка створюється пружиною.

Сила, яка створюється тиском пружиною на запірну голку форсунки залежить від жорсткості цієї пружини і дорівнює

$$F_{ПР} = c \cdot x_\phi, \quad (3.29)$$

де c - жорсткість пружини;

x_ϕ - переміщення запірної голки форсунки

Рух голки також залежить від сили, яка створюється тиском палива. Ця сила залежить від тиску палива та площі, на яку він діє. Рівняння сили має вигляд:

$$F_{\text{тис}} = P_2 \cdot f_{\phi}, \quad (3.30)$$

де P_2 - тиск, який створюється насосом 2;

f_{ϕ} - площа голки, на яку діє тиск P_2 .

Для моделювання руху запірної голки форсунки запишемо диференціальне рівняння руху голки:

$$m \cdot \frac{d^2 x_{\phi}}{dt^2} = P_2 \cdot f_{\phi} - c \cdot x_{\phi}. \quad (3.31)$$

Рівняння руху плунжера має вигляд:

$$M \cdot \frac{d^2 h_T}{dt^2} = p_H f_{\Pi} - \delta_{\Pi} (h_{T.H} + h_T), \quad (3.32)$$

де M - маса плунжера;

h_T - переміщення плунжера;

p_H - тиск палива над плунжером;

f_{Π} - поперечний розріз плунжера;

σ_{Π} - жорсткість пружини штовхача плунжера;

$h_{T.H}$ - попередній стиск пружини плунжера.

Отже дана система рівнянь має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_1}{dt} = (q_1 \cdot n_1 \cdot \eta_1 - \sigma_1 \cdot P_1 - \sigma_{1-0} \cdot (P_1 + P_0) - q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2) \cdot \frac{1}{\kappa_1 \cdot W_1}; \\ \frac{dP_2}{dt} = (q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2 - \sigma_2 \cdot P_2 - \sigma_{1-2} \cdot (P_1 + P_2) - f_{\phi} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(P_2 - P_3)}) \cdot \frac{1}{\kappa_2 \cdot W_2}, \\ m \cdot \frac{d^2 x_{\phi}}{dt^2} = P_2 \cdot f_{\phi} - c \cdot x_{\phi}, \\ M \cdot \frac{d^2 h_T}{dt^2} = p_H f_{\Pi} - \delta_{\Pi} (h_{T.H} + h_T), \\ f = 2\pi \cdot (d - x \cdot \text{ctg}(\alpha)) \cdot \frac{x}{\sin(\alpha)}. \end{array} \right. \quad (3.33)$$

3.2. Математичне моделювання гідроаккумуляторної паливної системи дизельного двигуна

Гідроаккумуляторна паливна система в дизельних двигунах використовується для підвищення стійкості роботи на перехідних режимах, тобто при зміні навантаження та частоти обертання двигуна. Основна мета такої системи – стабілізувати подачу палива, компенсувати коливання тиску та запобігати раптовим змінам обсягу палива в системі. Це досягається завдяки додатковим компонентам, зокрема гідроаккумулятору, який накопичує певний обсяг палива та повітря під тиском.

Основні елементи та їх функції в системі.

1) Проточна герметична місткість (гідроаккумулятор) перед насосом високого тиску:

Розташована між насосом низького тиску та насосом високого тиску, ця місткість забезпечує стабілізацію тиску палива. Вона розділена перегородкою, яка розмежовує зони входу та виходу палива.

Гідроаккумулятор сполучений з джерелом газу (наприклад, повітря під тиском), що дозволяє контролювати тиск палива в системі.

2) Об'єм проточної місткості.

Вибір об'єму місткості (не менше 0,8 літра на літр робочого об'єму циліндрів) є важливим параметром, оскільки недостатній об'єм не забезпечить достатньої стабілізації, а занадто великий – займе багато місця в конструкції двигуна.

3) Запобіжний клапан.

Встановлений на верхньому днищі герметичної місткості, цей клапан запобігає надмірному підвищенню тиску, забезпечуючи відведення надлишкового повітря або палива у разі аварійного збільшення тиску.

4) Пориста перегородка.

					ДІП. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Розміщена на вході газової магістралі у всмоктуючий патрубок насоса, вона забезпечує рівномірний потік повітря і палива, не допускаючи проникнення великих частинок.

5) Трубопровід відбору палива.

Сполучений зі всмоктуючим патрубком насоса високого тиску, цей трубопровід дозволяє відбирати певну кількість палива з проточної місткості, що допомагає регулювати обсяг палива, яке надходить до насоса.

Переваги використання гідроаккумулятора в паливних системах дизельних двигунів:

- забезпечення стабільності роботи двигуна на перехідних режимах, знижуючи ризик збоїв у роботі;
- зменшення вібрацій та навантажень на паливну систему, що сприяє її довговічності;
- більш ефективне спалювання палива завдяки рівномірній подачі, що покращує загальну ефективність двигуна.

Порівняння з традиційними системами показує, що така конструкція дозволяє підвищити стабільність і стійкість двигуна при різких змінах режимів роботи, що є значною перевагою для важких умов експлуатації.

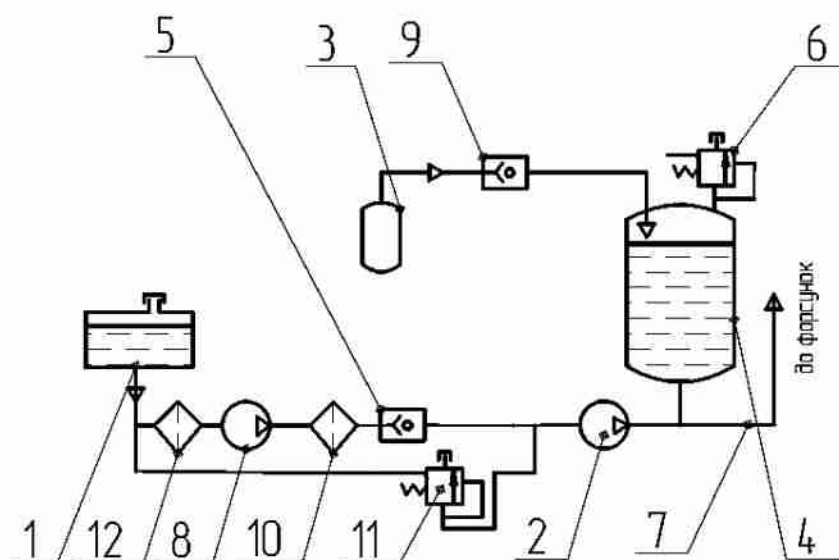


Рис. 3.5. Принципіальна схема роботи гідроаккумуляторних паливних систем дизельних двигунів.

Гідроакумуляторна система живлення дизельного двигуна з повітряною камерою, сполученою з джерелом газу підвищеного тиску, дозволяє забезпечити стабільний тиск рідини на вході паливного насоса високого тиску, що особливо важливо на перехідних режимах роботи двигуна, коли можуть виникати коливання тиску в паливопроводах.

Принцип роботи системи з гідроакумулятором розбито на етапи:

1) Початковий етап подачі палива.

Паливо з бака (1) надходить через фільтр грубої очистки (12) до підкачувального насоса (8), який забезпечує початкову подачу палива.

Після підкачувального насоса паливо проходить через фільтр тонкої очистки (10), що видаляє дрібні домішки, і далі йде до гідроакумулятора (4) та насоса високого тиску (2).

2) Роль гідроакумулятора. Гідроакумулятор (4) зі внутрішньою мембраною накопичує певний об'єм палива та підтримує стабільний тиск у паливопроводі перед насосом високого тиску (2).

У випадку, коли на перехідних режимах спостерігається нестача палива у вхідному патрубку насоса високого тиску (наприклад, при раптовому збільшенні навантаження), гідроакумулятор віддає накопичене паливо, підтримуючи тиск та забезпечуючи безперервну подачу до форсунок.

3) Підтримка тиску в повітряній камері.

Повітряна камера гідроакумулятора сполучена з джерелом стисненого повітря (3), яке забезпечує постійний тиск повітря всередині камери.

При підвищенні тиску в повітряній камері надлишок повітря відводиться через запобіжний клапан (6), який запобігає надмірному підвищенню тиску і забезпечує безпечну роботу системи.

4) Робота перепускного та зворотнього клапанів.

Перепускний клапан (11) сполучає гідроакумулятор та паливний насос високого тиску з баком, що дозволяє відводити надлишок палива назад у бак при підвищеному тиску.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Зворотний клапан (9) сполучає гідроаккумулятор з джерелом стисненого повітря, забезпечуючи односторонній потік і запобігаючи зворотньому току.

Переваги системи з гідроаккумулятором :

- забезпечення стабільності тиску палива навіть при коливаннях навантаження, що покращує роботу двигуна в перехідних режимах;
- підвищення стійкості та надійності паливної системи;
- зменшення ризику зупинки двигуна через нестачу палива під час змінних навантажень, що забезпечує плавнішу та ефективнішу роботу двигуна.

Ця конструкція паливної системи є ефективною для умов, коли двигун працює з частими змінами навантаження, оскільки гідроаккумулятор згладжує коливання тиску і забезпечує стабільність подачі палива.

Використання гідроаккумуляторів в паливних системах дизельних двигунів потребує аналізу роботи і визначення оптимальних параметрів таких систем. На роботу гідроаккумуляторної паливної системи впливає ряд показників: подача насоса високого та низького тиску; коефіцієнти втрат та перетікання палива; конструктивні параметри всіх елементів системи та ін.

З розрахункової схеми (рис. 2.5) видно, що паливо з паливного бака всмоктується насосом низького тиску 1 з тиском P_0 по паливопроводу об'ємом W_0 . Потім насосом 1 паливо з тиском P_1 подається по паливопроводу об'ємом W_1 , з втратами палива через нещільності з'єднання σ_1 до паливного насоса високого тиску 2, який у свою чергу подає паливо під тиском P_2 до форсунки по паливопроводу об'ємом W_2 з втратами палива через нещільності з'єднання σ_2 .

Паливо під тиском діє на запірну голку форсунки з силою $F_{од}$. Одночасно на голку у протилежному напрямку до $F_{од}$ сила $F_{пр}$, яка створюється пружиною, та тиск P_3 у циліндрі двигуна в кінці такту стиску.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

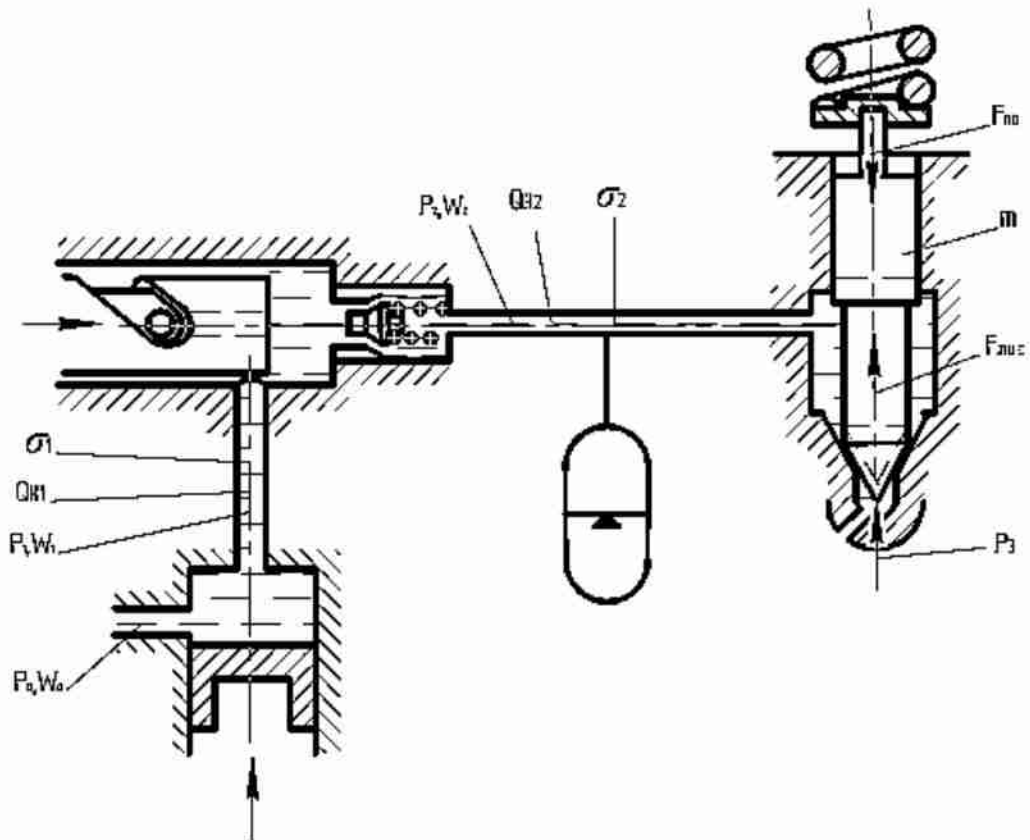


Рис. 3.6. Розрахункова схема гідроаккумуляторної паливної системи

З рисунку 3.6. видно, що при роботі системи подачі палива гідроаккумулятор має витрату палива у нагнітальний трубопровід, яку можна записати наступним виразом:

$$Q_{AK} = \begin{cases} \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{AK} - P_L}, & P_L < P_{AK} \\ 0 & P_L = P_{AK} \\ \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_L - P_{AK}}, & P_L > P_{AK} \end{cases} \quad (3.34)$$

На основі рівнянь (3.1) – (3.33) отримана наступна система рівнянь, яка представляє собою математичну модель гідроаккумуляторну систему подачі палива у камеру згорання дизельного двигуна.

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= (q_1 \cdot n_1 \cdot \eta_1 - \sigma_1 \cdot P_1 - \sigma_{1-0} \cdot (P_1 + P_0) - q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2) \cdot \frac{1}{\kappa_1 \cdot W_1}; \\ \frac{dP_2}{dt} &= \left(q_2 \cdot n_2 \cdot \eta_2 - \sigma_2 \cdot P_2 - \sigma_{1-2} \cdot (P_1 + P_2) - f_{\dot{\phi}} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(P_2 - P_3)} - Q_{AK} \right) \cdot \frac{1}{\kappa_2 \cdot W_2}, \\ m \cdot \frac{d^2 x_{\dot{\phi}}}{dt^2} &= P_2 \cdot f_{\dot{\phi}} - c \cdot x_{\dot{\phi}}, \\ M \cdot \frac{d^2 h_T}{dt^2} &= P_H f_{\Pi} - \delta_{\Pi} (h_{T,H} + h_T), \end{aligned} \tag{3.35}$$

$$Q_{AK} = \begin{cases} \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_3 - P_2}, & P_2 < P_3 \\ 0, & P_2 = P_3 \\ \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2 - P_3}, & P_2 > P_3. \end{cases}$$

$$f = 2\pi \cdot (d - x \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)) \cdot \frac{x}{\sin(\alpha)}.$$

Система рівнянь (3.35) описує роботу гідроаккумуляторної системи подачі палива у камеру згорання дизельного двигуна та відображає реальний характер процесів, які відбуваються при роботі системи.

3.3. Аналіз залежності витрати палива від часу роботи двигуна

При дослідженні системи подачі палива в камеру згорання дизельних двигунів, було виявлено ряд явищ, які негативно впливають на якість роботи системи паливоподачі.

Одним з таких явищ є провали у витраті палива насосом високого тиску. При цьому тиск палива у нагнітаючому трубопроводі не стабільний, що негативно впливає на якість подачі палива у камеру згорання двигуна.

З графіка залежності витрати палива насосами високого та малого тиску та форсункою від часу (рисунок 3.1.) видно, у випадку різкого збільшення навантаження на двигун, при різкому збільшенні частоти обертання колінчастого вала двигуна, подача палива насосами зростає.

Витрата палива через форсунку є близькою до витрати через паливний насос, але носить коливальний характер. Це пояснюється тим, що у системі подачі палива тиск у камері згорання змінюється у широкому діапазоні і впливає відповідно на тиск подачі палива у камеру згорання.

Коливань витрати палива через форсунку можна позбутися встановленням гідроакумулятора в систему подачі палива двигуна між форсункою та паливним насосом високого тиску.

Роботу системи подачі палива двигуна з гідроакумулятором зображено на рисунку 3.7. З графіка видно, при збільшенні частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання витрата палива насосами високого та низького тиску різко збільшується. Водночас з цим витрата палива через форсунку також збільшується і наближається до витрати палива насосами.

Таблиця 3.1

Залежність витрати палива насосами і форсунки від часу у системі подачі палива із гідроакумулятором

Time (ms $\times 10^{-3}$)	Q_{H1} (cm ³ $\times 10^{-3}$)	Q_{H2} (cm ³ $\times 10^{-3}$)	Q_0 (cm ³ $\times 10^{-3}$)
0	10	10	10
1	15	18	12
2	20	25	15
3	35	45	30
4	50	55	45
5	65	70	60
6	75	80	70

Графік, побудований на основі даних з таблиці. На ньому показані залежності Q_{H1} , Q_{H2} , Q_0 від часу $Time$.

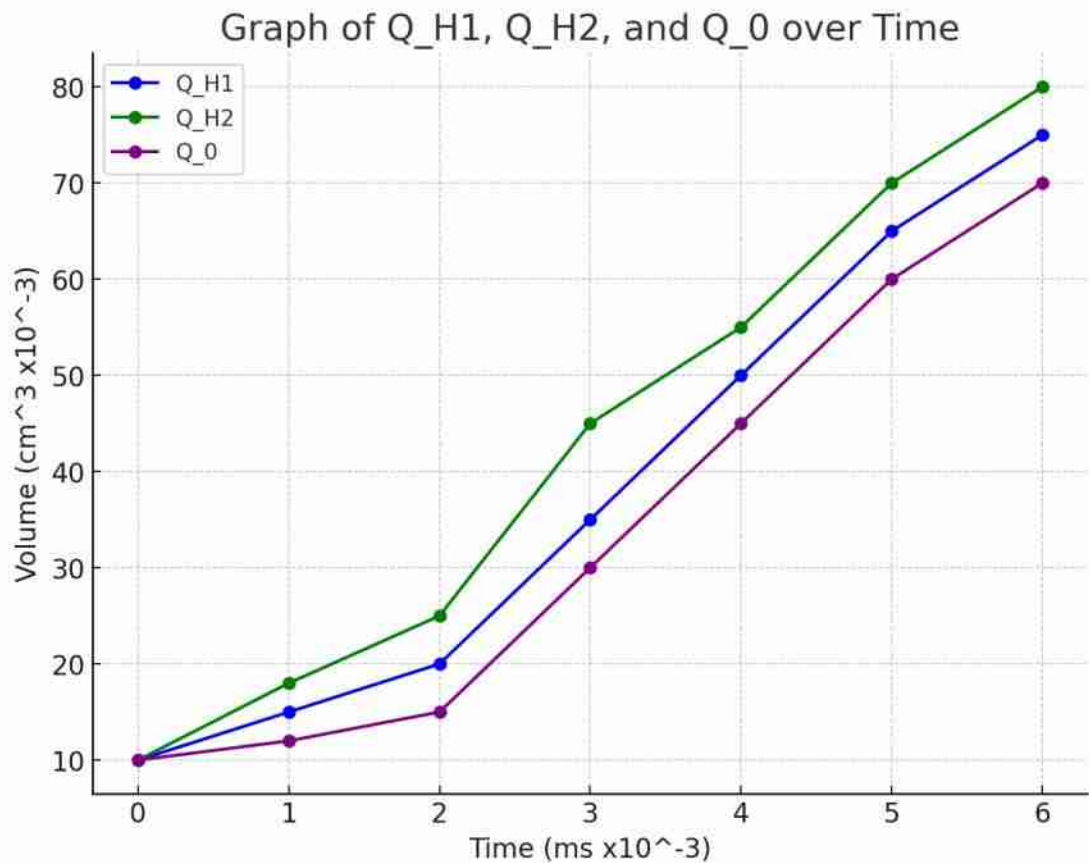


Рис. 3.7. Графік залежності витрати палива насосами і форсунки від часу у системі подачі палива із гідроаккумулятором

Таблиця 3.2

Залежність витрати палива насосами і форсунки від часу у системі подачі палива без гідроаккумулятора

Time (ms x 10 ⁻³)	Q_H1 (cm ³ x 10 ⁻³)	Q_H2 (cm ³ x 10 ⁻³)	Q_0 (cm ³ x 10 ⁻³)
0	10	10	10
1	12	15	11
2	18	20	14
3	32	35	25
4	45	50	40
5	60	65	55
6	70	75	68

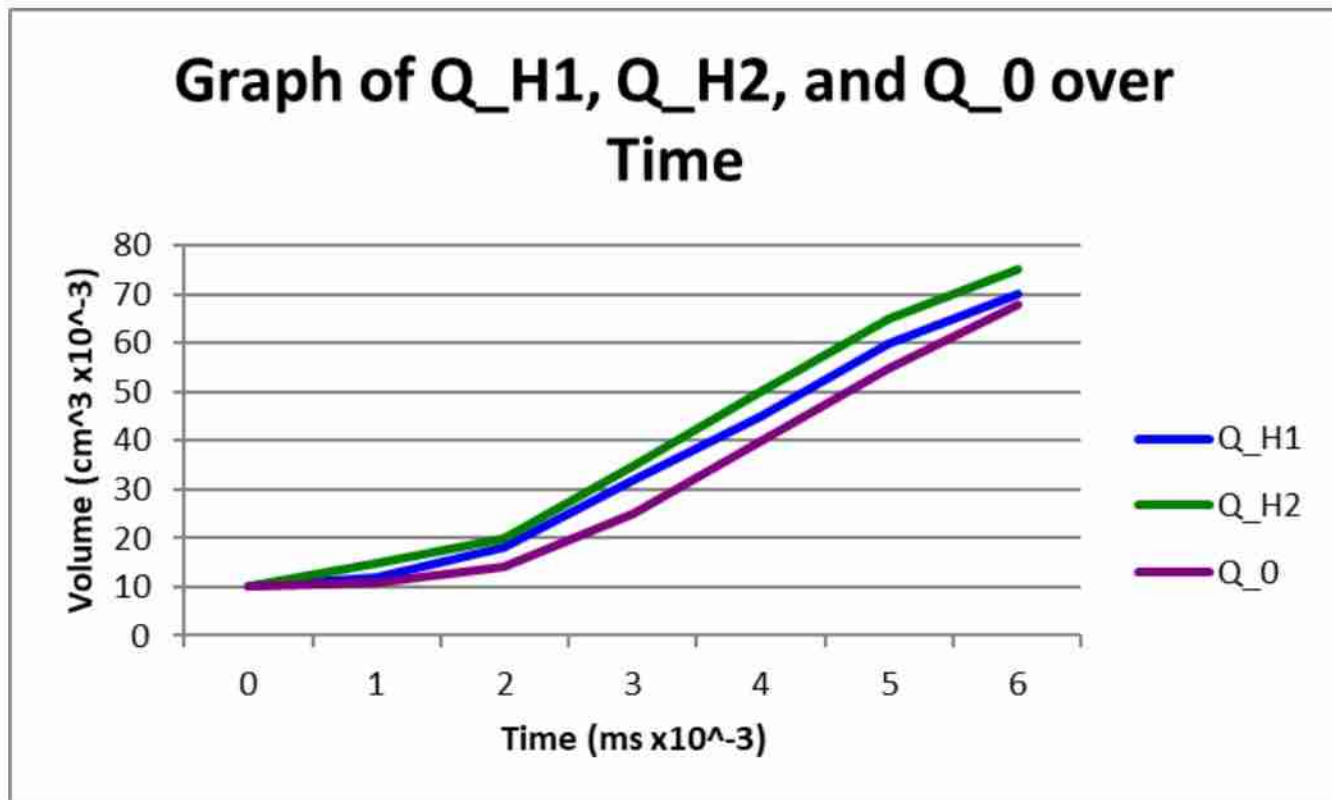


Рис. 3.8. Графік залежності витрати палива насосами і форсунки від часу

Дослідження математичної моделі системи подачі палива дизельного двигуна є важливим для розуміння та оптимізації роботи двигуна на різних режимах. Модель дозволяє з'ясувати, як змінюються характеристики роботи двигуна при різних параметрах системи подачі палива, таких як обсяг магістралі підживлення, оберти двигуна та інші фактори.

Згідно з описом, на графіку (рис. 3.9) показано, як витрата палива змінюється в залежності від об'єму магістралі підживлення. При збільшенні цього об'єму можна спостерігати, що виникає "провал" витрати палива — тобто витрата починає знижуватись на певних режимах роботи двигуна. Це свідчить про те, що система подачі палива перестає ефективно працювати, що може призвести до нестабільної роботи двигуна.

Зростання об'єму магістралі підживлення та обертів двигуна може збільшити цей провал, що призводить до зменшення ефективності системи подачі палива та обмеження області стійкої роботи двигуна. В результаті, система може

не забезпечувати достатній рівень подачі палива для стабільної роботи двигуна на більш високих оборотах або під час певних навантажень.

Таким чином, ключовим аспектом є визначення оптимальних параметрів системи подачі палива, які забезпечать стійку та ефективну роботу дизельного двигуна. Це вимагає ретельного аналізу та моделювання залежностей, що дозволяє з'ясувати, як різні параметри впливають на стабільність і ефективність роботи двигуна.

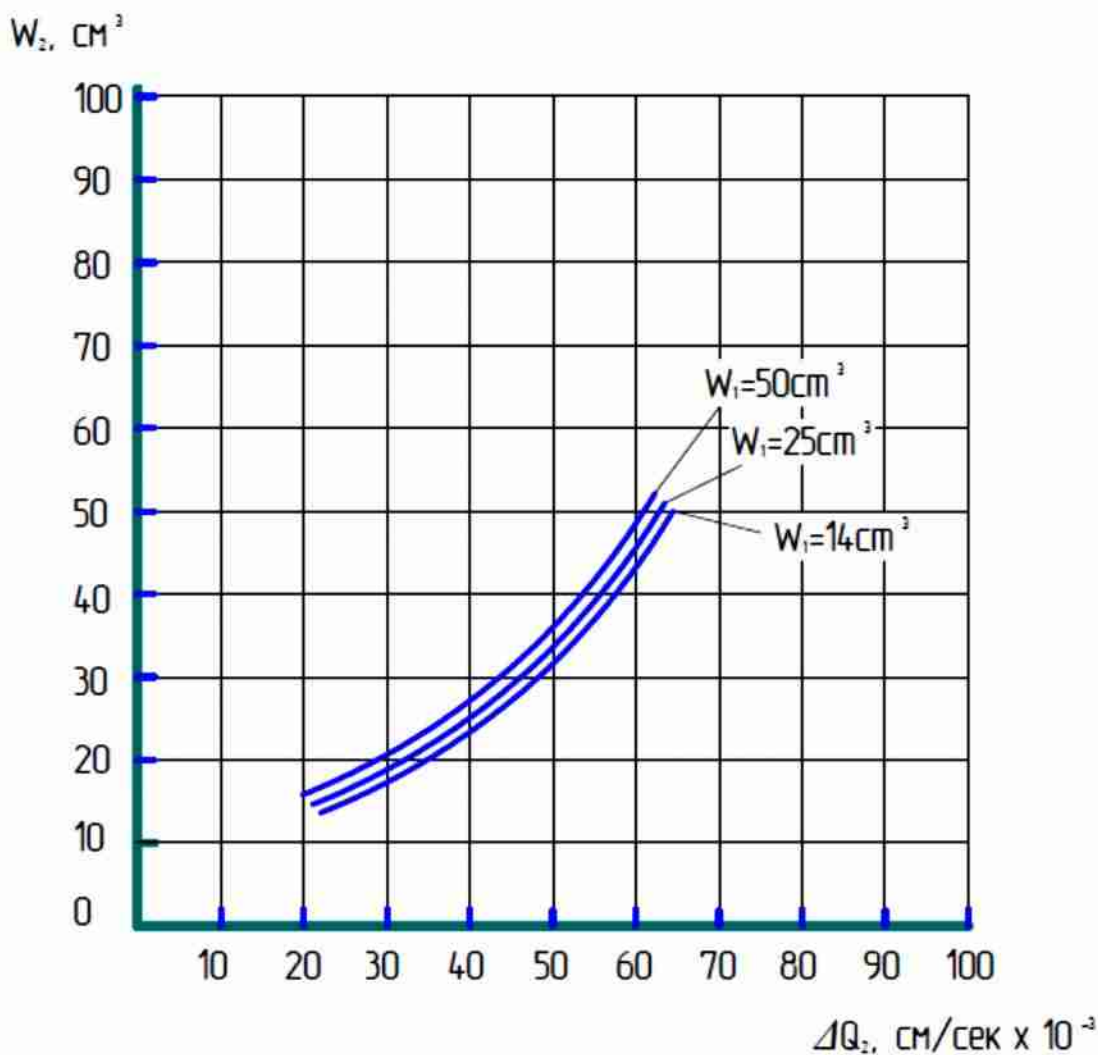


Рис. 3.9. Залежність витрати подачі палива зі зміною об'єму магістралі живлення.

На рисунку 3.10 зображена витрата подачі палива дизельного двигуна зі зміною об'єму магістралі нагнітання. З графіка залежності видно, що при збільшенні об'єму напірної магістралі та різкого зростання обертів двигуна

провал витрати палива збільшується, і область стійкої роботи системи подачі палива збільшується.

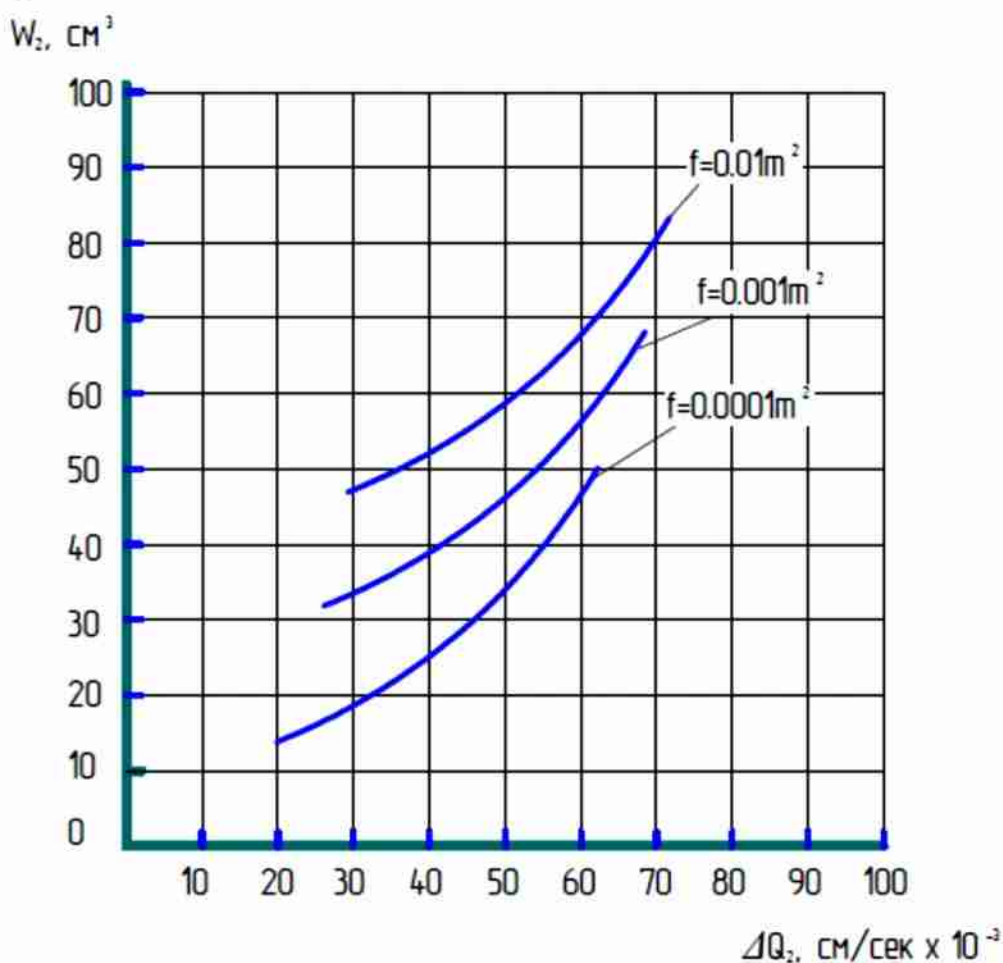


Рис. 3.10. Залежність витрати подачі палива зі зміною об'єму магістралі нагнітання

Висновок за розділом.

З графіків (рис. 3.7, 3.10) видно, що зміна об'єму магістралі підживлення не впливає на роботу системи подачі палива та область стійкої роботи не змінюється, а при зміні об'єму магістралі нагнітання область стійкої роботи системи подачі палива збільшується.

Виходячи з цього можна сказати, що гідроаккумулятор палива потрібно встановлювати в нагнітаючу магістраль, оскільки він збільшує об'єм магістралі і стабілізує подачу палива до форсунок.

4. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ

4.1. Принцип роботи витратоміру

В більшості сучасних систем подачі палива наступний принцип роботи: насос качає паливо по колу безперервно, в той же час безпосередньо в двигун паливо потрапляє різними порціями в залежності від навантаження та числа обертів двигуна.

Дослідивши та проаналізувавши системи подачі палива та проблеми, які виникають при контролі витрат палива, запропоновано наступну схему контролю витрати палива, яка зображена на рис. 4.1.

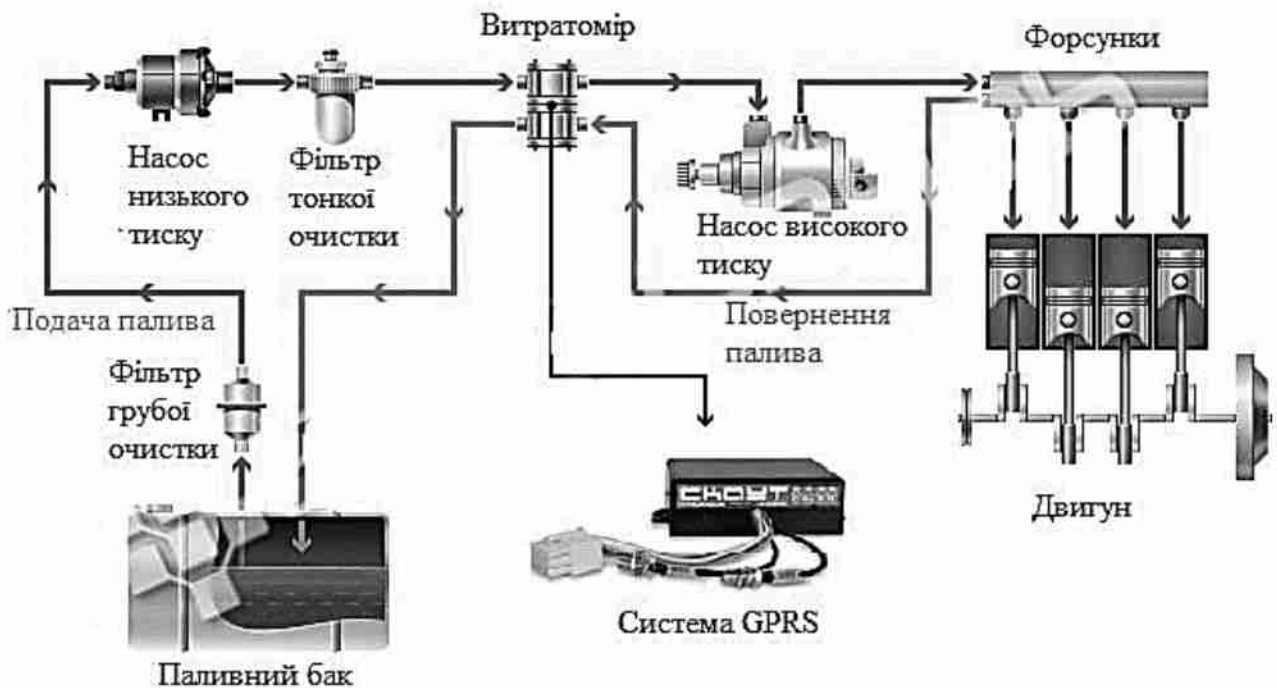


Рис.4.1. Схема розміщення витратоміру

Визначення витрат пропонується здійснювати за рахунок визначення різниці між об'ємом подачі та об'ємом «зворотки» палива. Тобто, по суті використовується 2 витратоміри. Один встановлюється на трубку подачі палива, а інший на трубку повернення палива. Ця схема є оптимальною і не вимагає додаткового втручання в паливну систему. Розміщувати витратомір

						ДІП. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			55

рекомендується після фільтру тонкої очистки. По-перше це забезпечує очищення палива, що також впливає на точність виміру ну і насос низького тиску качає паливо безперервно і тиск всередині трубки всього 3...6 бар. Насос же високого тиску подає паливо до форсунок з тиском 1600...2000 бар. Також таку систему можна встановлювати з системою GPRS моніторингу, за допомогою якої можна контролювати не тільки витрати, а також і місце знаходження транспортного засобу в режимі «online».

4.2. Вибір конструкції витратомірів

В даний час використовують ультразвукові витратоміри, які реалізуються на різних способах вимірювання. Із них найчастіше використовуються два способи вимірювання.

Для реалізації цих методів застосовують кілька основних конструкцій первинного перетворювача.

На рис. 4.2 показані найбільш поширені конструкції ультразвукових витратомірів. У випадку (рис. 4.2, а), коли промінь спрямовують під невеликим кутом відносно діаметру труби і приймають після багаторазового відбиття від стінок. За рахунок цього збільшується відстань, яку проходить промінь. Чутливість п'єзоперетворювачів цієї конструкції висока, але потрібно ще і враховувати те, що на точність впливають такі фактори як корозія та забруднення внутрішніх поверхонь трубки, від яких відбивається промінь.

Крім того, зміна густини і складу середовища викликає зміну швидкості ультразвуку в ній. Для рідин швидкість залежить головним чином від температури і концентрації розчину і при невеликих їх коливаннях змінюється лінійно.

					ДІПТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

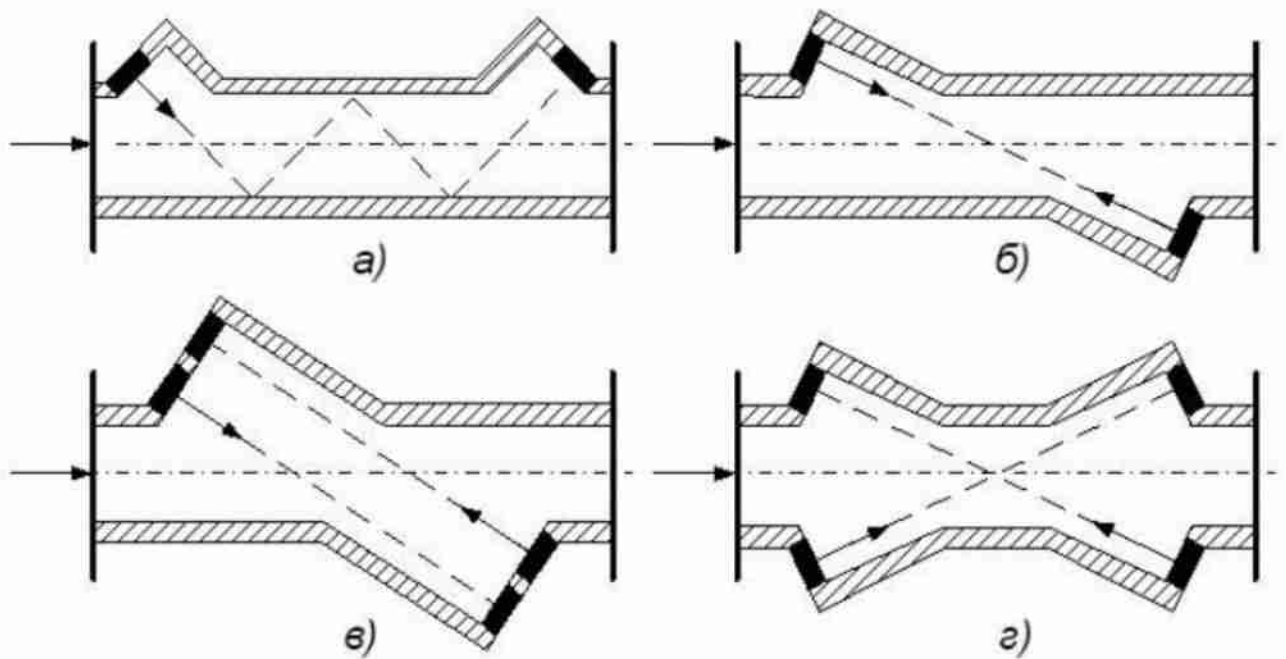


Рис 4.2. Конструкції перетворювачів ультразвукових витратомірів

Для виключення впливу залежності швидкості звуку від різних факторів використовують інший спосіб, у якому витрата рідини визначається за різницею швидкості поширення звуку в напрямку потоку і проти нього. Ультразвукові коливання при цьому направляють під кутом до напрямку руху потоку. Саме така схема показана на рис. 4.2 б). На рис. 4.2 в), г) – показано двоканальні конструкції перетворювачів витратомірів.

У моноблочній конструкції перетворювач являє собою відрізок труби з фланцями. П'єзоперетворювач змонтований на трубі стаціонарно. Даний перетворювач калібрується на повірочній установці і поставляється повністю готовим до використання.

В конструкції з врізаними п'єзоперетворювачами випромінювач і приймач монтується стаціонарно на існуючому трубопроводі.

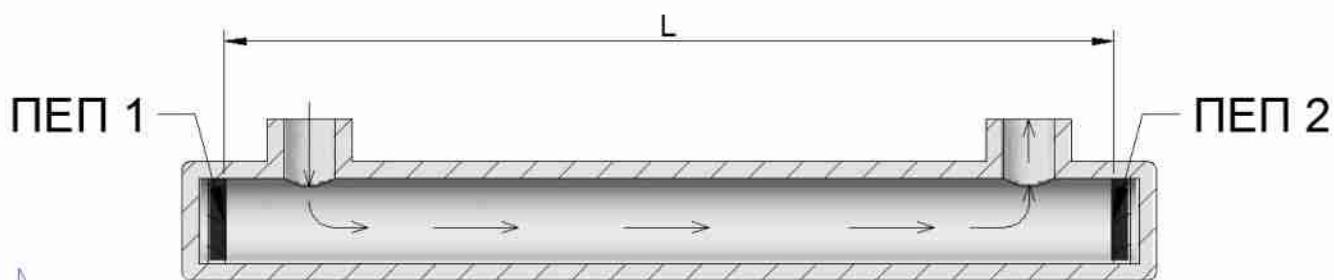
В конструкції з накладними п'єзоперетворювачами випромінювач і приймач монтується на існуючому трубопроводі з допомогою спеціальних притискних пристроїв.

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

З перерахованих конструкцій найменші похибки вимірювання витрати в моноблочній конструкції. Найгірші показники похибок в конструкції з накладними п'єзоперетворювачами. До переваг останніх двох конструкцій можна віднести можливість вимірювання витрати в трубах великих діаметрів. [14]

На даний час уже відомі ультразвукові витратоміри і вони випускаються серійно. Але всі вони випускаються для трубок порівняно великого діаметру.

Проблему ж, яку ми розглядаємо – трубка малого діаметру. Оскільки трубка подачі палива всього 10 мм, то звичайні схеми розміщення перетворювачів ультразвукових витратомірів, про які вище сказано, використовувати фізично не можливо. Адже дуже важливо підібрати дисковий перетворювач достатнього діаметру, так як відомо, що чим більша площа перетворювача – тим більша і його чутливість, а відповідно й менша похибка виміру. Для вирішення даної проблеми запропоновано використати схему розташування перетворювачів ультразвукових витратомірів, яка показана на рисунку 4.3.



ПЕП 1,2 - п'єзоелектричний перетворювач, L – відстань між ПЕП 1 та ПЕП 2

Рис. 4.3. Схема розміщення перетворювачів ультразвукового витратоміру

Перевагою такої схеми розміщення ПЕП є вирішення проблеми використання перетворювача максимально можливого діаметру, тобто діаметр ПЕП фактично дорівнює діаметру трубки. Поширення ультразвукових коливань співпадає з напрямком руху палива, що зменшує похибку вимірювання.

Запропонована конструкція є моноблочною і являє собою відрізок трубки. П'єзоперетворювачі змонтовані в трубі стаціонарно. Даний витратомір буде

						ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			58

калібруватись на повірочній установці і поставляти повністю готовим до використання.

Висновки за розділом.

Визначення витрат пропонується здійснювати за рахунок визначення різниці між об'ємом подачі та об'ємом «зворотки» палива. Тобто, по суті використати два витратоміри. Один встановлюється на трубку подачі палива, а інший на трубку повернення палива. Ця схема є оптимальною і не вимагає додаткового втручання в паливну систему. Запропоновано конструкція витратоміру. Вона дозволить мати високу чутливість за рахунок того, що дана конструкція дозволяє використовувати п'єзоелементи достатньої площі. Конструкція є моноблочною і являє собою відрізок трубки.

					ДІТ. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

5. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У результаті дослідження, виконаного на основі теоретичного осмислення наукових праць, аналізу роботи та конструкції систем паливоподачі дизельних ДВЗ, можна сформулювати низку висновків та рекомендацій:

1. Стабільні показники процесу вприскування при роботі на різних режимах забезпечують паливні насоси з гнучким приводом плунжерів: пружинним, гідравлічним, газовим або пневмо-гідравлічним. Проте вони також не мають широкого застосування в автотракторних ДВЗ: пружинний — через складність і ненадійність конструкції при здійсненні інтенсивного і форсованого вприскування; газовий і гідравлічний — ускладнюють конструкцію дизеля і недостатньо надійні.

2. З огляду на багатофакторність впливу на витрату палива, ефективне нормування потребує врахування різноманітних коригувальних коефіцієнтів, але слід прагнути до мінімізації суб'єктивних впливів. Удосконалення підходів до нормування дозволить підвищити точність прогнозів витрати палива, що є особливо актуальним для дизельних двигунів у автотракторній техніці, де витрата палива є ключовим показником економічності.

3. З аналізу результатів дослідження витрат палива видно, що зміна об'єму магістралі підживлення не впливає на роботу системи подачі палива та область стійкої роботи не змінюється, а при зміні об'єму магістралі нагнітання область стійкої роботи системи подачі палива збільшується.

4. Визначення витрат пропонується здійснювати за рахунок визначення різниці між об'ємом подачі та об'ємом «зворотки» палива. Тобто, по суті використати два витратоміри. Один встановлюється на трубку подачі палива, а інший на трубку повернення палива. Ця схема є оптимальною і не вимагає додаткового втручання в паливну систему. Запропоновано конструкція витратоміру. Вона дозволить мати високу чутливість за рахунок того, що дана конструкція дозволяє використовувати п'єзоелементи достатньої площі.

					ДІП. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Цапенко В. К. Основи ультразвукового неруйнівного контролю / В. К. Цапенко, Ю. В. Куц. – Київ: НТУУ "КПІ", 2009. – 431 с.
2. Промислові засоби автоматизації. Частина 1. Вимірювальні пристрої / [А. К. Бабінченко, В. І. Тошинський, В. С. Михайлов та ін.]. – Харків: ТОВ "РОМИ", 2001. – 501 с. – (НТУ "ХПІ").
3. Вимірювання витрати рідин, газу і пари [Електронний ресурс] / ukrdoc.com.ua – Режим доступу до ресурсу: <http://ukrdoc.com.ua/text/14924/index-1.html?page=4>.
4. Доплерівські витратоміри [Електронний ресурс] / medbib.in.ua – Режим доступу до ресурсу: <http://medbib.in.ua/doplerovskie-metodyi-apparatyi-osnovannye.htm>
5. Ромадов В.Н. Промышленные счетчики воды. Обзор. //Строительный инжиниринг. - 2007. - №9. - С. 34-38.
6. Портал машиностроения. Джон Хирштик покидает Dassault Systemes SolidWorks - Портал машиностроения. www.mashportal.ru.
7. Антоненко С. С. Контроль та вимірювання параметрів рідин і газів / С. С. Антоненко, Е. В. Колісніченко. – Суми: СумДУ, 2009. – 199 с.
8. Бази даних та інформаційно-довідкові системи патентів України. Режим доступу: <https://ukrpatent.org/uk/articles/bases2>
9. База патентів України. Режим доступу: <https://uapatents.com/>
10. Боровських Ю. І., Буральов Ю. В., Морозов К. А. Будова автомобілів. - К.: Вища школа, 1991.-288 с.
11. Дзюба П. Я., Монтаков В. А. Автомобили, трактори и сельскохозяйственные машины. - К.: Вища школа, 1983. - 375 с.
12. Лощаков К. А. Устройство автомобиля. - К.: Вища школа, 1988. – 240 с.
13. Павлицев В. Т. Основы конструирования та расчетов деталей машин. - К.: Вища шк., 1993. - 556 с.

					ДІП. 450000. 207. МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61