

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Управління та експлуатація рухомого складу"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

" 15 " 01 2026 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Підвищення паливної економічності дизелів при дослідженні індикаторних характеристик"

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"
зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт"

ВИКОНАВ: СТУДЕНТ ГРУПИ ЛГ2421

Микита ПЕТРОВ

Керівник Борис БОДНАР

Нормоконтролер Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент Микита ПЕТРОВ

Дніпро, 2026

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty *“Transport engineering”*

Department *“Management and Operation of Rolling Stock”*

EXPLANATORY NOTE

to Master’s Thesis

master

on the topic: **“Improving the fuel efficiency of diesel engines by studying indicator characteristics”**

according to educational curriculum: *“Locomotives and Locomotive Economy”*
in the Speciality 273 *“Railway transport”*
field of knowledge 27 *“Transport”*

Done by the student of the group *LG2421*:

Mykyta PETROV

Scientific Supervisor: Borys BODNAR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2026

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: *«Транспортна інженерія»*

Кафедра: *«Управління та експлуатація рухомого складу»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою _____ Борис БОДНАР

«____» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ЛГ2421

Петрову Микиті Олександровичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: Підвищення паливної економічності дизелів при дослідженні індикаторних характеристик
Керівник роботи: Боднар Борис Євгенович, д.т.н., професор
Затверджена наказом по університету від «02» жовтня 2025 р. №1401ст
2. Строк подання студентом роботи: «11» січня 2026 р.
3. Вихідні дані до роботи: кількість циліндрів дизеля – 16; частота обертання колінчастого вала дизеля – $16,67 \text{ c}^{-1}$; діаметр циліндра – 260 мм; хід поршня – 260 мм.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
 - 4.1 Огляд та аналіз напрямів поліпшення техніко-економічних та екологічних параметрів силових енергетичних установок
 - 4.2 Огляд та аналіз варіантів модернізації дизельних двигунів
 - 4.3 Розрахунок параметрів роботи дизеля Д49 з модернізованою паливною системою
 - 4.4 Розрахунок економічної ефективності оптимізації режимів роботи дизеля 16ЧН26/26 шляхом модернізації паливної системи

5. Перелік графічного матеріалу:

- 5.1 Схема автоматичного регулювання кута подачі пального
- 5.2 Класифікація альтернативних приводів газорозподілу
- 5.3 Розподіл часу роботи тепловозного дизель-генератора в режимах, що відповідають різним положенням контролера машиніста
- 5.4 Багатопараметрична характеристика дизель-генератора на базі дизеля Д49
- 5.5 Модернізована форсунка з електричним приводом
- 5.6 Розрахункова індикаторну діаграму дизеля з базовими параметрами
- 5.7 Значення середнього індикаторного тиску та оптимальні значення кута випередження вприску палива
- 5.8 Порівняння потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Обсяг розділу, %
1	Огляд та аналіз напрямів поліпшення техніко-економічних та екологічних параметрів силових енергетичних установок	16.11.2025	25
2	Огляд та аналіз варіантів модернізації дизельних двигунів	16.11.2025	25
3	Розрахунок параметрів роботи дизеля Д49 з модернізованою паливною системою	14.12.2025	25
4	Розрахунок економічної ефективності оптимізації режимів роботи дизеля 16ЧН26/26 шляхом модернізації паливної системи	11.01.2026	25
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	11.01.2026	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	20.01.2026	

Студент _____ Микита ПЕТРОВ

Керівник роботи _____ Борис БОДНАР

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему «Підвищення паливної економічності дизелів при дослідженні індикаторних характеристик» загальним обсягом 71 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 розділів. Робота містить 26 ілюстрацій, 6 таблиць та список літературних джерел з 16 найменувань.

Об'єкт дослідження – 4-тактний дизельний двигун Д49 потужністю 2250 кВт. Предмет дослідження – режими роботи тепловозної силової установки. Мета магістерської дипломної роботи – поліпшення техніко-економічних та екологічних показників дизеля за рахунок покращення якості робочого процесу.

Для досягнення мети поставлені такі задачі: провести огляд будови та технічних характеристик дизеля; виконати аналіз діаграм та робочого процесу дизеля Д49; проаналізувати будову та роботу паливної системи; розробити модернізовану паливну систему та допоміжних підсистем керування робочим процесом; провести моделювання роботи дизеля з модернізованою системою; порівняти результати моделювання з паспортними даними дизеля Д49; економічно обґрунтувати розробку.

Згідно розглянутої системи розроблено складові частини, адаптовані до дизельного двигуна типу Д49 – паливний насос високого тиску, форсунку, систему електронного управління подачею палива. Для перевірки актуальності розробленої системи проведено вибір математичної моделі дизельного 4-тактного двигуна. Проведено розрахунки для масиву вихідних даних – частоти обертання $350 \div 1000 \text{ хв}^{-1}$; кута випередження подачі палива $1^\circ \div 25^\circ$; циклової подачі палива $0,5 \div 1 \text{ гр}$. За результатами розрахунків побудовано відповідні залежності та визначено оптимальні значення кута випередження подачі палива залежно від частоти обертання.

Ключовими словами в магістерській роботі є: ДИЗЕЛЬ, СИЛОВА ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, ЕКОЛОГІЧНІСТЬ, КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ, ВПРИСК, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						4
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	5
1.1 Огляд особливостей процесів газообміну в чотиритактних двигунах.....	5
1.2 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу.....	9
1.3 Аналіз впливу регулювання кута випередження подачі пального.....	13
1.4 Огляд та аналіз перспективних систем газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння.....	16
1.5 Метод підвищення паливної економічності дизель-генераторної установки тепловоза в умовах експлуатації.....	21
2 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	26
2.1 Будова та принцип роботи паливного насосу високого тиску з електронним електричним клапаном дозування палива.....	26
2.2 Робота форсунки з електронним приводом.....	30
2.3 Система впрыскування палива під високим тиском з електронним управлінням.....	34
3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ Д49 З МОДЕРНІЗОВАНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ.....	38
3.1 Аналітичний розрахунок дизеля Д49.....	38
3.2 Визначення величини кута випередження подачі пального.....	51
3.3 Розрахунок параметрів дизельного двигуна з модернізованою паливною системою високого тиску.....	52

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Підвищення паливної економічності дизелів тепловозів</i>					
Розроб.	<i>Петров</i>							Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.	<i>Боднар</i>								5	71
Реценз.								<i>УДУНТ, гр. ЛГ2421</i>		
Н. Контр.	<i>Колодій</i>									
Затверд.	<i>Боднар</i>									

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ 16ЧН26/26 ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	62
4.1 Розрахунок капітальних витрат на встановлення паливної системи	62
4.2 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля базової комплектації.....	64
4.3 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля з модернізованою паливною системою	64
4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту.....	65
ВИСНОВКИ.....	67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	69

ВСТУП

Тепловози становлять значну екологічну загрозу у залізничному транспорті, генеруючи понад 50% оксидів азоту та значні обсяги сажі. Концентрація шкідливих речовин у безпосередній близькості від тепловоза перевищує гранично допустимі норми в десятки разів, досягаючи безпечних значень лише на відстані 2,5-4 км. Це обумовлює необхідність розробки ефективних методів зниження шкідливих викидів як під час експлуатації, так і при реостатних випробуваннях.

Сучасні методи зменшення екологічного впливу дизелів включають:

- модернізацію конструкцій вузлів
- рециркуляцію відпрацьованих газів
- застосування нейтралізаторів та каталізаторів
- електрофізичні методи очищення
- використання альтернативних палив

В роботі запропоновано впровадження паливної системи високого тиску з електронним вприскуванням, що ґрунтується на сучасних розробках провідних виробників. Ключові переваги системи:

- автоматичне дозування палива відповідно до режимів роботи двигуна
- оптимальний момент вприскування
- інтеграція з системою управління тепловозом

Очікувані результати роботи:

- покращення економічних показників за рахунок підвищення ККД;
- збільшення потужності двигуна;
- оптимізація екологічних характеристик до мінімальних значень;
- поліпшення якості робочого процесу.

Методологія запропонованого дослідження:

- об'єкт: 4-тактний дизельний двигун Д49 потужністю 2250 кВт;
- предмет: Режими функціонування тепловозної силової установки.

Етапи та задачі дослідження:

- аналіз конструктивних особливостей та технічних характеристик дизеля;
- дослідження індикаторних діаграм та робочого процесу;

									Арк
									3
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

- оцінка ефективності існуючої паливної системи;
- розробка модернізованої системи вприскування з підсистемами управління;
- комп'ютерне моделювання роботи двигуна з удосконаленою системою;
- порівняльний аналіз результатів моделювання з паспортними даними;
- економічне обґрунтування запропонованих рішень.

Реалізація проекту дозволить суттєво підвищити ефективність та екологічну безпеку тепловозних дизелів, що відповідає сучасним вимогам до залізничного транспорту.

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						4
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПОЛПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1 Огляд особливостей процесів газообміну в чотиритактних двигунах

У чотиритактних двигунах процеси газообміну здійснюються в основному під час тактів випуску і впуску. Протягом такту випуску продукти згорання видаляються з робочої порожнини, а протягом такту впуску робоча порожнина заповнюється свіжим зарядом – повітрям. Тривалість процесів випуску і впуску відрізняється від тривалості тактів випуску і впуску, та визначається фазами газорозподілу. Фази газорозподілу – значення кутів повороту колінчастого валу (ПКВ) в градусах відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) або нижньої мертвої точки (НМТ), відповідних моментам початку відкриття або закриття органів газорозподілу (клапанів, вікон) (рис. 1.1).

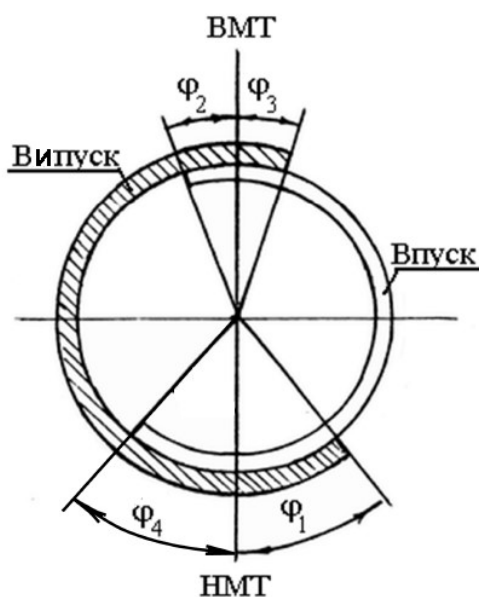


Рисунок 1.1 – Діаграма фаз газорозподілу чотиритактного двигуна

Значення фаз газорозподілу залежать від конструктивних особливостей двигуна і його газоповітряних систем. Фаза випередження відкриття випускного клапана φ_1 відносно НМТ складає $40-60^\circ$ ПКВ, фаза випередження відкриття

впускного клапана φ_2 відносно ВМТ – 10-30° ПКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана φ_3 відносно ВМТ – 10-30° ПКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана φ_4 відносно НМТ – 40-60° ПКВ.

Процеси газообміну супроводжуються зміною параметрів стану, складу і кількості робочого тіла в робочій порожнині, параметрами стану і швидкості потоку в газоповітряних трактах. Протікання процесів газообміну залежить від особливостей конструкції двигуна, впускної і випускної систем, режиму роботи двигуна, атмосферних умов.

У багатоциліндрових двигунах впускні канали приєднані до загального на всі циліндри впускного колектора, випускні канали – до загального на всі циліндри випускного колектора. У чотиритактних дизелях без наддуву на впуску встановлений лише повітряний фільтр. У чотиритактних дизелях з газотурбінним наддувом конструкція газоповітряних систем значно складніша (рис. 1.2).

На впуску двигуна встановлений компресор 10, повітроохолоджувач 9, на випуску – газова турбіна 11. Зміна тиску робочого тіла у впускній і випускній системах як в двигуні без наддуву, так і в двигуні з газотурбінним наддувом взаємопов'язано із зміною тиску робочого тіла в робочій порожнині (рис. 1.3, 1.4). Із збільшенням довжини і зменшенням діаметру впускних і випускних каналів до певних значень зміна тиску перед впускними і за випускними клапанами зростає. Коливання тиску робочого тіла у впускних і випускних системах обумовлене газодинамічними явищами. Із збільшенням діаметру впускних і випускних каналів, зменшенням їх довжини, збільшенням об'єму впускного і випускного ресиверів, до яких приєднані впускні і випускні канали, знижується вплив газодинамічних явищ в системах, зменшується амплітуда коливань тиску робочого тіла перед впускними і за випускними клапанами.

Процеси газообміну залежно від співвідношення значень параметрів робочого тіла в робочій порожнині і суміжних системах можна умовно підрозділити на декілька періодів: вільний випуск, випуск, закид продуктів згорання в впускний канал, продування, наповнення (впуск), дозарядка або викид свіжого заряду з циліндра.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						6
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		



Рисунок 1.2 – Принципова схема чотиритактного дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – випускний клапан; 4 – випускний канал; 5 – форсунка; 6 – впускний клапан; 7 – впускний канал; 8 – повітроохолоджувач; 9 – очисник повітря; 10 – компресор; 11 – турбіна; 12 – глушник

Вільний випуск обумовлений значним перепадом тисків в робочій порожнині й у випускній системі. Починається вільний випуск з моменту відкриття випускних клапанів і триває до моменту, коли продукти згорання починають виштовхуватися з циліндра під впливом поршня. На значній частині вільного випуску виділення продуктів згорання з циліндра через випускні клапани відбувається із швидкістю рівної місцевої швидкості звуку. Цей період випуску називається надкритичним, а період випуску при швидкості виділення меншої швидкості звуку – підкритичним. У випадку, представленому на рис. 1.4, тривалість вільного випуску зростає унаслідок дії інерційного відсмоктування,

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						7
Змн.	Арк	№ доцм.	Підп.	Дата		



Рисунок 1.3 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі m , у впускному каналі s і відношення площі прохідних перетинів впускних і випускних клапанів до площі поршня чотиритактного двигуна без наддуву



Рисунок 1.4 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі m , у впускному каналі s чотиритактного двигуна з газотурбінним наддувом

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		8

обумовленого рухом газу у випускному каналі з високими швидкостями. При невеликій довжині випускного каналу, великому об'ємі випускного ресивера, до якого під'єднуються випускні канали, вплив газодинамічних явищ на процеси випуску незначний.

На ділянці випуску витік продуктів згорання з циліндру обумовлений дією поршня, що переміщається до ВМТ. У двигунах без наддуву процес випуску продовжується зазвичай за ВМТ до моменту, коли тиск в циліндрі зменшиться до тиску за випускним клапаном. На ділянці перекриття клапанів може відбуватися і закид продуктів згорання у впускний канал, а потім з випускного каналу в циліндр до закриття випускних клапанів (рис. 1.3).

У двигунах з наддувом $s_{cp} > m_{cp}$, тому процес випуску зазвичай триває до моменту відкриття впускних клапанів (рис. 1.4). З відкриттям впускних клапанів починається процес продування камери згорання повітрям, що триває до закриття випускних клапанів. Продувка камери згорання покращує наповнення циліндра, знижує температуру випускних клапанів, поршня. Процес наповнення як в двигунах без наддуву, так і в двигунах з наддувом обумовлений збільшенням об'єму робочої порожнини і зменшенням тиску при переміщенні поршня до НМТ.

Дозарядка надпоршневої порожнини за НМТ до закриття впускних клапанів має місце, якщо тиск повітря перед впускними клапанами вищий, ніж тиск в циліндрі (рис. 1.3). Інакше відбувається викид з циліндра частини свіжого заряду. Підвищення тиску повітря перед впускними клапанами в кінці такту випуску може бути досягнуте відповідним вибором діаметру і довжини впускного каналу.

1.2 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу

Актуальне завдання розширення діапазону ефективної роботи транспортних ДВЗ тісно пов'язане з вдосконаленням процесу газообміну, показники якого значною мірою визначаються законом руху органів газорозподілу.

Відомо, що фіксовані фази газорозподілу, відтворені кулачками розподільного валу традиційного механічного приводу, можуть бути оптимальними у вузьких межах номінального режиму. Невідповідність фаз

									Арк
									9
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

умовам ненормальних режимів є однією з причин підвищеної експлуатаційної витрати палива і невисокої пристосованості транспортних двигунів, що виявляється більш виразно при збільшенні агрегатної потужності, підвищенні міри наддуву і розширенні області експлуатації двигунів.

Слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності фаз газорозподілу, оскільки фази, що задовольняють умові забезпечення найбільшої потужності, не завжди збігаються з фазами, відповідними мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, не є задовільними з точки зору пускових і інших властивостей двигуна.

Наприклад, налаштування фаз газорозподілу, направлене на зниження емісії NO і CO₂ з відпрацьованими газами, погіршує наповнення циліндрів і повноту згорання, що призводить до зниження потужності і збільшення витрати палива. У практиці складним є не лише визначення оптимальних фаз на розрахунковому режимі, але і вибір цього режиму, який залежить від умов експлуатації і призначення двигуна.

Відмічені обставини обумовлюють доцільність регулювання фаз газорозподілу на працюючому двигуні.

При роботі чотиритактного двигуна по зовнішній характеристиці регулювання фаз, направлене на підвищення коефіцієнта наповнення, поліпшення очищення циліндрів і зниження витрат потужності на процес газообміну, як правило, зводиться до збільшення тривалості відкриття клапанів при підвищенні швидкісного режиму. Дійсно, на високих швидкісних режимах часу на відкриття клапанів недостатньо, і тому для якісного наповнення циліндра і задовільного газообміну в ньому, клапани мають бути відкриті в перебігу більшого кута повороту колінчастого валу.

При низьких частотах обертання колінчастого валу запізнювання закриття впускного клапана призводить до зворотного викиду свіжого заряду з циліндра. Оскільки тривалість фази закінчення впуску залежить від гідравлічного опору і газодинамічної характеристики впускного тракту, оптимальне значення фази закриття впускного клапана на перший погляд повинно точно відповідати

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						10
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

моменту настання рівності тисків заряду в циліндрі і повітряного потоку безпосередньо біля клапана з врахуванням можливих хвильових явищ. Таке припущення повною мірою справедливе лише для гіпотетичного випадку при нескінченно великій швидкості переміщення клапана від положення максимального відкриття до повного закриття. У реальних пристроях приводу кінцева швидкість переміщення клапана обумовлюється закриттям прохідного перерізу на останньому етапі процесу наповнення, що при високій частоті обертання колінчастого валу, в разі недостатнього запізнювання закриття клапана, призводить до дефіциту заряду в циліндрі при ході поршня в районі НМТ. Тому закриття впускного клапана доцільно здійснювати з деяким додатковим запізнюванням відносно точки «нульового» перепаду тисків.

Таким чином, супутньою ознакою оптимальності фази закриття впускного клапана на високих швидкісних режимах є наявність незначного закиду заряду у впускний тракт двигуна.

Оптимальне значення кута випередження відкриття впускного клапана є компромісом між зростанням втрат індикаторної роботи розширення при ранньому відкритті впускного клапана і зростанням роботи виштовхування газів з циліндра при його пізньому відкритті. Із збільшенням частоти обертання колінчастого валу переважає зростання газодинамічних втрат в клапанній щілині, що обумовлює доцільність раннього відкриття впускного клапана.

При оптимізації кута перекриття клапанів по критерію найкращого очищення циліндрів враховується позитивний ефект збільшення часу-перетину клапанів і небажані наслідки можливого зворотного викиду газів в циліндр з впускного колектора і закид газів у впускний тракт. Спрямованість руху газів в циліндрі в період перекриття клапанів залежить від співвідношення тиску перед впускним клапаном, і опору випуску газів з циліндра, який у свою чергу, залежить від режиму роботи двигуна і агрегату наддуву.

При позитивному перепаді тисків і значному перекритті клапанів не можна виключати вірогідність втрат наддувочного повітря на здійснення продування. Тому для здійснення ефективного продування необхідне налаштування фаз

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						11
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

газорозподілу для кожного швидкісного, а в разі наявності наддуву – і навантажувальних режимів роботи ДВЗ.

Для двигунів транспортних установок, найважливішим напрямом регулювання є підвищення пристосовності по моменту, за рахунок поліпшення повітрязабезпечення в області низьких частот обертання колінчастого валу. Поліпшення наповнюваності циліндрів при зниженні оборотів в безнаддувочних двигунах досягається автоматично зважаючи на зниження на цих режимах різних видів газодинамічних втрат.

Менш сприятливо по швидкісній характеристиці змінюється щільність заряду в циліндрі двигуна, форсованого газотурбінним наддувом. Властива лопатевим машинам чутливість до витрати робочого тіла виявляється в інтенсивному зниженні напору турбокомпресора в області низьких частот.

При використанні пристроїв регулювання фаз необхідне узгодження витратних характеристик агрегату наддуву і поршневої частини двигуна. Досить просто це може бути здійснене шляхом організації витоків «надлишкового» продувочного повітря відповідним збільшенням кута перекриття клапанів на режимах повних навантажень. Такий спосіб є різновидом кількісного регулювання турбокомпресора з перепусканням частини надувочного повітря на вхід в газову турбіну, проте відрізняється від традиційного вирішення можливістю додаткового охолодження поршневої групи завдяки інтенсивному транзиту повітря до камери згорань в процесі продування. Прикладом такого узгодження зміною кута перекриття клапанів чотиритактного дизеля може служити розроблена фірмою Cooper Bessemer система ступінчастого регулювання фаз, що дозволяє на режимах повного навантаження перепускати надлишкове повітря з відпрацьованими газами на турбіну. Для підвищення пристосовності двотактного дизеля фірмою Sulzer Freres запропоновано при зменшенні числа оборотів більш пізніше відкриття і закриття випускного клапана [2]. При цьому підвищення температури газів, що поступають в турбіну, сприяє збільшенню кутової швидкості обертання ротора турбокомпресора.

Форсування дизелів наддувом проявляє суперечність вимог до величини

									Арк
									12
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ				

ефективного стиснення, вибір якого повинен задовольняти умовам надійного запуску, обмеженням напруженості робочого циклу на повних навантаженнях, а також економічності на часткових режимах. Аналіз характеристик навантаження дизеля тепловоза показує, що в області *...ном* підвищення тиску наддуву дозволяє істотно форсувати дизель по e , а в деяких випадках – підвищувати економічність при незмінній температурі газів перед турбіною. На режимі *...ном* навантаження дизеля 16ЧН26/26 теоретично може бути збільшене при збереженні температури відпрацьованих газів і зниженні питомої витрати палива. При незмінній економічності на режимі *...ном* двигун може бути форсований по обертаючому моменту. Проте реалізувати переваги підвищення тиску наддуву можна лише у поєднанні з автоматичним зниженням тиску кінця стискування досягши $e_{...енom}$ з метою обмеження максимального тиску згорання гранично-допустимими значеннями. Оптимізація ступеня стиснення для кожного режиму роботи і сорту вживаного палива в деяких межах може бути досягнута перепусканням заряду шляхом зсуву моменту закриття впускного клапана на такті стискування.

Таким чином зміна фаз газорозподілу є перспективним кроком покращення середньо експлуатаційних техніко-економічних та екологічних показників роботи дизельного двигуна.

1.3 Аналіз впливу регулювання кута випередження подачі пального

Шляхи підвищення ефективності роботи тепловозних дизелів показують, що в цей час основними напрямками є вдосконалення конструкції окремих вузлів дизеля та регулювання їх роботи, застосування в пальне нейтралізаторів і каталізаторів, використання альтернативних палив, в тому числі і автоматизація регулювання кута випередження подачі пального.

Регулювання кута випередження є економічно ефективним, тому що при регулюванні буде більш економічне використання палива, а це підвищить ККД двигуна і тепловоза в цілому. Налаштування дизеля, в тому числі і кута випередження подачі палива, проводять по номінальному режиму, який для

									Арк
									13
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

дизеля Д49 становить 1000 хв^{-1} , але в експлуатації дизель на номінальних режимах працює лише до 15%. При регульованому куті подачі палива він буде автоматично налаштовуватись в залежності від частоти обертання колінчастого валу, а також від інших показників, таких як температура згоряння палива, тиск в циліндрі.

Запізнювання запалювання має велике значення для робочого процесу. При малому запізнюванні пальне запалає майже негайно ж після входу в циліндр і, отже, горіння поєднується з подачею пального. В цьому випадку, вибираючи характеристику подачі пального шляхом підбору конструкції і розмірів паливної системи, можна управляти процесом згоряння і одержувати індикаторну діаграму різної форми з бажаним тиском спалаху. Одночасно можна утримувати в допустимих межах швидкість наростання тиску і тим самим оберігати механізм двигуна від дуже сильних динамічних навантажень. Ці міркування і примушують прагнути до зменшення запізнювання запалювання. При великому запізнюванні може виявитися що все або майже все пальне буде вприснуте в циліндр, перш ніж відбудеться запалювання. Тоді початок горіння виявиться некерованим. Горіння протікає дуже швидко, велика швидкість наростання тиску створює ударне навантаження на механізм дизеля. Наявність запізнювання запалювання пояснює, чому індикаторна діаграма дизеля завжди знаходить більш менш різке підвищення тиску поблизу в.м.т. (кінця стиснення).

Кут випередження вприскування пального α – кутове положення колінчастого валу, при якому починається вприскування щодо в.м.т. відповідного циліндра. Якщо початок вприскування відбувається на ходу розширення, то значення кута випередження береться із знаком «мінус». Геометричний кут випередження α визначається по моменту закриття клапана насоса або перетину верхньою кромкою плунжера впускного вікна, дійсний δ по моменту відриву від сідла голки форсунки. Кут випередження вприскування є регульовальним параметром паливної апаратури і разом з тривалістю визначає момент закінчення вприскування. Відсічення виробляють звичайно в точці досягнення α або раніше за умови якнайкращої економічності дизеля.

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		14

Система автоматичного регулювання кута подачі пального (рис. 1.5) складається з чотирьох основних частин [5]:



Рисунок 1.5 – Принципова схема автоматичного регулювання кута подачі пального:

1 – датчик вимірювання частоти обертання колінчастого валу; 2 – колінчастий вал; 3 – блок підсумовування сигналів; 4 – впускний колектор; 5 – пневматичний блок перетворення електричного сигналу в механічний; 6 – блок регулювання кута подачі пального; 7 – розподільний вал; 8 – датчик вимірювання тиску в циліндрі; 9 – датчик вимірювання температури; 10 – випускний колектор; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – циліндр

– електронні датчики, які вимірюють частоту обертання колінчастого валу, тиск в циліндрі та температуру згорання пального;

– блок підсумовування сигналів, який дає на виході інформацію для

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		15

регулювання кута подачі пального;

- пневматичний перетворювач електричного сигналу в механічний;
- механічний блок, що безпосередньо регулює кут подачі пального в циліндр.

Як показали розрахунки, на математичній моделі, при номінальній частоті обертання колінчастого валу витрата пального не змінюється по відношенню до дизеля-прототипу. А при зменшенні частоти обертання та на холостому ході економія пального досягає 7,5%.

1.4 Огляд та аналіз перспективних систем газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння

Головними недоліками традиційного механічного приводу механізму газорозподілу є наступне:

- відсутність або значна складність регулювання фазами газорозподілу;
- наявність теплового зазору в кінематичних ланках;
- високий знос в процесі експлуатації пари «кулачок-штовхальник»;
- скручування розподільних валів в експлуатації.

Наявність цих недоліків та потреба реалізації зміни фаз газорозподілу обумовлює необхідність застосування альтернативних видів приводу клапанів (рис. 1.6).

Для порівняння основних типів приводів клапанів приведемо їх недоліки та переваги.

Головними недоліками традиційного механічного приводу клапанів газорозподілу являються:

- складність регулювання фаз газорозподілу (ФГР);
- наявність теплового зазору в кінематичних ланках;
- високий знос в процесі експлуатації пари «кулачок-штовхач»;
- обмежені можливості форсування двигуна за швидкістю;

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						16
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		



Рисунок 1.6 – Класифікація альтернативних приводів газорозподілу

– скручування розподільних валів в експлуатації.

Складність регулювання фаз газорозподілу. Патентна література і ряд науково-дослідних робіт, виконаних останнім часом свідчать, що регулюванням ФГР можна значно поліпшити техніко-економічні показники дизеля, розширити асортимент палив, понизити жорсткість роботи двигуна, токсичність відходить газів і підвищити термін служби механізмів в цілому. Проте, реальне впровадження ускладнене внаслідок відсутності достовірних знань впливу ФГР на робочий процес ДВЗ.

Наявність теплового зазору в кінематичних ланках приводу. Тепловий проміжок є джерелом шуму при роботі двигуна, призводить до значних ударів в системі і до передчасного руйнування деталей приводу. Для усунення цього недоліку застосовують різні компенсатори теплового зазору, що істотно ускладнює конструкцію.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						17
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

Знос в процесі експлуатації пари «кулачок-штовхач». Пара «кулачок-штовхач» постійно знаходиться в контакті, передаючи через місця сполучення значні зусилля, що призводить до зносу як кулачка, так і штовхача. Величина зносу в окремих випадках настільки істотна, що доводиться робити коригування при виготовленні профілів кулачків з урахуванням зносу робочих профілів, відхиляючись тим самим від оптимальних ФГР.

Обмежені можливості форсування двигуна за швидкістю. Форсування дизеля за швидкістю обмежують два чинники: робота паливної апаратури і системи приводу КГР. При високих частотах обертання розподільчого валу в системі приводу з'являється небезпека відриву штовхача від кулачка при закритті клапана в силу великої інерційності системи. Це явище призводить до ударів і руйнування деталей приводу.

Скручування розподільчого валу. Значні моменти передаються розподільними валами, це призводить до того, що в процесі експлуатації спостерігається явище скручування валів. Цьому явищу сприяє і те, що напруга в кожному перерізі валу циклічно змінюється від нуля до максимальної величини. Ці чинники призводять до часткової втрати пружних характеристик розподільчого валу і змінюють з часом ФГР.

Отже наявність цілого ряду недоліків традиційного механічного приводу клапанів призводить до потреби пошуку альтернативних механізмів газорозподілу.

Розглянемо електромагнітний привід клапанів. Для реалізації можливостей мікропроцесорного управління двигуном внутрішнього згорання необхідно підвищити керованість його вузлів, можливість зміни їх стану у будь-який момент часу і по будь-якій функції. Найбільший інтерес може представляти альтернативний механічному електромагнітний привід клапанів газорозподілу. Перевагами є його простота установки і зручність управління. Саме цей привод міг би стати вирішенням проблеми регулювання ФГР в широкому діапазоні.

Крім того, при в електромагнітному приводі реалізуються оптимальні енергетичні і екологічні показники дизеля при будь-яких режимах роботи.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						18
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Застосування цього типу приводу знайшло практичне застосування, починаючи з кінця 80-х років. Особливо велике число патентних публікацій належить Франції, США і Японії. Переваг електромагнітного приводу досить багато, це:

- забезпечення широких діапазонів регулювання ФГР;
- висока швидкодія;
- зручність контролю роботи приводу;
- велика надійність елементів електронної системи управління і електроприводу і можливість при необхідності установки дублюючих схем формування сигналів керування;
- найвищий ККД з усіх існуючих немеханічних систем приводу.

У 2004 році виконано дослідження роботи випускного клапана двигуна тепловоза ЧН26/26 (Д49). Саме випускні клапани двигуна працюють в найбільш важких умовах і привід необхідно розраховувати на тиск газу в початковий момент відкриття. Масагабаритні показники приводу клапана дизеля тепловоза виявилися незадовільними: електромагніт для приводу одного випускного клапана дизеля типу ЧН26/26 мав вагу понад 16 кг, сердечник і обмотка мали приблизно рівну вагу. До цього значення слід додати вагу демпфера, кріплень і кожуха. ККД приводу виходить не вище 50%. Тільки на окремих режимах роботи двигуна в оптимальному варіанті ККД може досягти величини 65%. Середня спожита потужність на привід складає 1 кВт/клапан при частоті обертання колінчастого валу в 1000 хв⁻¹. Електромагніти необхідно інтенсивно примусово охолоджувати.

Хоча електромагнітний привід є перспективним технічним рішенням, його широке застосування представляється недоцільним. Можливо, є області, де його переваги переважають над недоліками, наприклад, судновий дизель, що є тихохідним, реверсивним і таким, що не має обмежень по масі і габаритам. Все ж необхідність охолодження електромагнітів, а головне - висока вартість, викликає сумніви в практичній цінності ідеї застосування такого приводу на тепловозному дизелі.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						19
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Гідравлічний привод відрізняється наступними особливостями:

- великі сили інерції в порівнянні з силами опору (недолік);
- необхідність в додатковому устаткуванні: гідронасосі, розподільній і регулювальній арматурі і так далі (недолік);
- висока швидкодія (перевага);
- можливістю управління окремими фазами руху клапана і часом його вистою в крайніх положеннях (перевага);
- високими значеннями ККД усього приводу(до 80-85%) (перевага);
- відсутністю бічних сил, що діють на шток клапана, що зменшує знос штока і направляючої втулки (перевага);
- зниженням вартості ремонту деталей приводу і збільшенням довговічність роботи двигуна (перевага).

Не зважаючи на переваги гідравлічного приводу, його застосування на тепловозних дизелях гальмується необхідністю застосування складного механізму керуванням законом руху клапана.

При електрогідравлічному приводі поєднуються переваги гідравлічного і електромагнітного способів управління по необхідній швидкодії і можливості регулювання ФГР або закону руху клапанів.

В цілому цей привід має ряд переваг, в порівнянні з розглянутими раніше типами приводом і, зокрема:

- швидкодією, необхідну для якісного протікання робочого процесу двигунів (особливо швидкохідних);
- мала маса частин, що рухаються;
- можливість регулювання ФГР в широкому діапазоні;
- збільшення "часу-перерізу" клапанів при незмінних ФГР.

З вище наведеного можна зробити висновок, що найбільш перспективним та доцільним для застосування на тепловозному дизелі є електрогідравлічний привід клапанів, який здатний забезпечити основні вимоги до приводу клапанів газорозподілу.

									Арк
									20
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

1.5 Метод підвищення паливної економічності дизель-генераторної установки тепловоза в умовах експлуатації

Залізничний транспорт є найбільшим споживачем енергоресурсів. В цілому по мережі залізниць витрати на паливно-енергетичні ресурси сягають приблизно 11% загальногалузевих експлуатаційних витрат, з яких на тягу поїздів витрачається 72%.

Формування оптимізованих характеристик дизель-генераторних установок тепловозів забезпечує роботу дизелів в оптимальних режимах і, як наслідок, підвищення показників паливної економічності та зниження викидів токсичних компонентів у відпрацьованих газах (ВГ) дизелів.

На тепловозах з електричною передачею застосовують ступінчасту зміну частоти обертання при повному використанні найбільшого крутного моменту. З цією метою формується тепловозна характеристика (ТХ), що визначає закон зміни навантаження (ефективної потужності e) при зміні швидкісного режиму роботи (кутової швидкості ω або частоти обертання колінчастого вала n) дизельного двигуна.

В умовах експлуатації тепловозний дизельний двигун працює лише в режимах, що відповідають окремим точкам ТХ, які визначаються положенням рукоятки контролера машиніста. Режим роботи дизельного двигуна змінює машиніст шляхом переведення контролера з одного положення в інше, що призводить до зміни попередньої деформації (затяжки) регулятора ПНВТ.

Показники паливної економічності зумовлюють споживчі якості, конкурентоспроможність тепловозів і, як наслідок, ефективність їх експлуатації. Основний вплив на паливну економічність дизельних двигунів в умовах експлуатації дизель-генераторної установки тепловоза мають розподіл режимів роботи дизель-генератора, форма ТХ та положення контролера машиніста, що визначає швидкісний і навантажувальний режими двигуна. Слід зазначити багаторежимність роботи тепловозних дизельних двигунів. Часта зміна швидкісних і навантажувальних режимів особливо характерна для двигунів

									Арк
									21
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

маневрових тепловозів. Але й у двигунах магістральних тепловозів спостерігаються постійні зміни режимів (з інтервалом 1-6 хв) навіть при русі поїзда порівняно неважкою ділянкою колії. Так, за даними роботи дизель-генераторна установка магістрального тепловоза функціонує в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів (рис. 1.7). При цьому найбільшу частину часу тепловозний дизельний двигун працює в режимах, що відповідають 10, 12 і 13 положенням контролера машиніста.



Рисунок 1.7 – Розподіл часу роботи тепловозного дизель-генератора в режимах, що відповідають різним положенням контролера машиніста

Як зазначалося раніше, паливна економічність тепловозного дизеля значною мірою залежить від положення контролера машиніста, тобто від відповідних йому швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна. При цьому слід зазначити, що для досягнення найкращої експлуатаційної паливної економічності двигуна необхідно забезпечити мінімальну питому ефективну витрату палива не лише в режимі повної потужності, але й в режимах з

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		22

частковим навантаженням, що відповідають проміжним положенням контролера машиніста.

Існує низка методик визначення доцільної форми ТХ – кривої на підставі даних випробувань тепловозного дизель-генератора. Одна з останніх методик визначення оптимальної за паливною економічністю кривої e_{opt} . Вона полягає у складанні таблиць, що відображають залежність питомої ефективної витрати палива e від ефективної потужності e тепловозного дизеля, та виборі з використанням методу найменших квадратів і зазначеної таблиці певної апроксимуючої функції $e(e)$, що відповідає мінімальній витраті палива e_{min} . При цьому вибирається певна опорна точка, через яку повинна проходити обрана характеристика $e(e)$. В результаті отримана характеристика $e(e)$ виявляється не універсальною – при виборі різних опорних точок буде неоднаковою.

У даній роботі пропонується дещо інший підхід до вибору оптимізованої за паливною економічністю ТХ $e(\rho)$. При цьому досліджено дизельний двигун Д49.

Багатопараметрична характеристика дизель-генератора наведена на рис. 1.8.

При визначенні оптимізованої за паливною економічністю ТХ спочатку був підготовлений масив даних за питомою ефективною витратою палива, ефективною потужністю та кутовою швидкістю обертання колінчастого вала з використанням багатопараметрової характеристики дизельного двигуна Д49. Потім була побудована регресійна модель залежності e від e та ρ .

Запропонована методика оптимізації форми ТХ полягає у покроковому визначенні точок ТХ. Базовою точкою є та, де зафіксовано найменшу питому ефективну витрату палива e_{min} г/(кВт·год). У цій вихідній точці ТХ визначається напрямок, в якому питома ефективна витрата палива e отримує найменше прирощення.

Оцінка експлуатаційної паливної економічності дизельного двигуна Д49

									Арк
									23
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				



Рисунок 1.8 – Багатопараметрична характеристика дизель-генератора на базі дизеля Д49

проведена з використанням розподілу часу роботи тепловозного дизель-генератора в режимах, що відповідають різним положенням контролера машиніста. В цьому випадку експлуатаційна (інтегральна) паливна економічність для 16 розглянутих режимів може бути охарактеризована умовною (середньою) питомою ефективною витратою палива e , визначеною з використанням залежності.

Формування такої характеристики в дизельному двигуні Д49 забезпечує умовну питому ефективну витрату палива $e=208,8$ г/(кВт·год). Це дещо нижче за витрату палива $e=210,0$ г/(кВт·год) у разі реалізації ТХ 2 (рис. 1.8), отриманої за вказаною методикою. Однак при формуванні ТХ3 можливе зниження ресурсу дизеля, пов'язане з вищою теплонапруженістю деталей дизельного двигуна. В

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						24
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

цьому випадку підвищення температур ВГ сягає 150 К, що є неприпустимим.

Отже, запропонований метод підвищення паливної економічності дизель-генераторної установки тепловоза полягає у виборі оптимальної форми ТХ, що забезпечує мінімальну витрату палива силовою установкою в умовах експлуатації. Проведені розрахункові дослідження дозволили отримати оптимізовану ТХ тепловозного дизель-генератора, реалізація якої знижує експлуатаційну питому витрату палива при забезпеченні прийнятних показників теплової напруженості деталей дизельного двигуна.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						25
Змін.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

2 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Паливна система тепловозів призначена для подачі палива до форсунок тепловозного дизеля. Вона повинна забезпечувати безперебійну подачу палива для роботи енергетичної установки в будь-яких умовах експлуатації. Паливні системи переважної більшості вітчизняних тепловозів мають принципово однакову структуру та розміщення основних агрегатів, і відрізняються лише конструктивним компонуванням та кількістю деяких елементів [4].

Умови роботи тепловоза потребують, щоб потужність дизеля могла змінюватись за рахунок змінного режиму роботи локомотива. Потужність дизеля залежить від кількості палива, що подається в циліндр. Чим більше палива потрапить до циліндру під час робочого ходу, тим більшу потужність буде розвивати дизель. А тому потрібно, щоб паливний насос при необхідності дозволяв змінювати кількість палива, яке подається на протязі одного ходу плунжера в кожний із циліндрів дизеля відповідно його навантаженню. Зміна величини подачі палива в циліндри паливним насосом високого тиску реалізується за рахунок повороту плунжера внаслідок переміщення зубчатої рейки, з'єднаної механізмом (який складається з важелів і тяг) з регулятором частоти обертання колінчатого валу. Чим більший кут, на який повернеться плунжер по часовій стрілці, тим більше палива буде подано плунжером за один хід.

2.1 Будова та принцип роботи паливного насоса високого тиску з електронним електричним клапаном дозування палива

Паливний насос високого тиску встановлюється між контуром низького тиску та контуром високого тиску. Він постійно створює високий тиск в паливному акумуляторі. На відміну від звичайних паливних систем дизелів, в паливній системі високого тиску акумуляторного типу для здійснення кожного робочого циклу перед вприскуванням тиск палива спеціально не підвищується,

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		26

так як воно знаходиться постійно в паливному акумуляторі під високим тиском.

Привід ПНВТ здійснюється від колінчастого валу дизеля через муфту, зубчасту передачу. На валу паливного насоса знаходиться ексцентрик, обертання якого перетворюється під дією встановленої на ньому шайби в зворотно-поступовий рух плунжерів трьох насосних елементів (рис. 2.1). Змащування реалізується за рахунок дизельного пального, яке подається насосом.



Рисунок 2.1 – Чотириплунжерний паливний насос високого тиску

Паливо всередині ПНВТ стискається чотирма радіально розташованими

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						27
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

плунжерами під кутом 90° один до одного. Оскільки на кожен оберт колінчатого валу має місце чотири робочих хода подачі палива, то розвивається невеликий момент, і навантаження на привід насосу залишається рівномірним. Потужність, яка витрачається на привід ПНВТ, збільшується пропорційно тиску, який створюється в акумуляторі, та його частоті обертання валу [6].

Паливний насос включає в себе електричний клапан дозування палива, який забезпечує регулювання подачі кількості палива до паливного акумулятора. Перевагою такого пристрою являється те, що насос високого тиску повинен створювати тільки той тиск, який необхідний для робочої ситуації на даний момент часу. Таким чином, зменшується споживча потужність насосу та запобігається непотрібний розігрів палива.

Коли напруга на обмотки клапана дозування палива не подається, то клапан знаходиться у відкритому положенні. Регулюючий плунжер зусиллями пружини зміщений вліво і забезпечує мінімальний поперечний переріз до насосу високого тиску. Через нього проходить невелика кількість палива до камери стискування (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Принцип дії знеструмленого клапана дозування палива

Для збільшення кількості палива, що подається до ПНВТ, клапан дозування палива управляється керуючим пусковим сигналом, який подається електронним

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						28
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

блоком управління. Керуючі пускові сигнали представляють собою прямокутні імпульси, які змінюються часом вмикання при незмінній частоті. Під дією керуючого пускового сигналу клапан дозування палива синхронно закривається. Завдяки цьому за клапаном створюється тиск, який впливає на регулюючий плунжер (рис. 2.3).

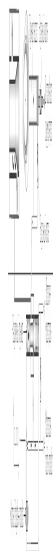


Рисунок 2.3 – Принцип дії клапана дозування палива під управлінням

Змінюючи форму сигналу, можна змінювати тиск і разом з цим положення регулюючого плунжера (рис. 2.4). Тиск падає і регулюючий плунжер зміщується вправо. Це збільшує подачу палива до насоса високого тиску.



Рисунок 2.4 – Форма керуючого пускового сигналу клапана дозування палива:
а) коротка пульсація – менший приток палива; б) велика пульсація – більший приток палива

Величина подачі ПНВТ пропорційна частоті обертання його валу, що, в свою

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		29

чергу, є функція частоти обертання колінчатого валу дизеля. В процесі інженерних дослідів паливної системи високого тиску передаточне відношення привода ПНВТ визначається так, щоб, з одного боку, кількість надлишкового палива не було дуже великим, а з іншого боку, подача палива повинна відповідати роботі на режимі максимальної потужності дизельного двигуна. Передаточне відношення до колінчатого валу дизеля повинно бути 1:2 або 2:3.

2.2 Робота форсунки з електронним приводом

Для управління клапаном впорскування палива пропонуємо до використання п'єзоелектричний привід. Він знаходиться в корпусі форсунки і його управління здійснюється електронним блоком управління (ЕБУ). На відміну від електромагнітних клапанів, п'єзоелектричний клапан має високу швидкість ввімкнення, він включається менше, ніж за десятитисячну долю секунди. При чому управління клапаном реалізовується за рахунок зміни напруги, яка подається на його елементи. Для управління п'єзоелектричним приводом використовується зворотній п'єзоелектричний ефект.

Для реалізації електронної системи впорскування палива звичайна форсунка не підійде, а тому це питання вирішено завдяки модернізації форсунки існуючого типу (рис. 2.5).

Конструкцію нової форсунки можна розділити на декілька блоків:

- розпилювач зі сопловим наконечником;
- гідравлічна сервосистема (камера гідроправління);
- п'єзоелектричний привід.

Паливо до форсунки подається через канал подачі палива 1 високого тиску і далі потрапляє до простору управління 13. Простір управління з'єднується з каналом зворотної паливної магістралі 4 через клапан перемикання та клапану колбу, які відкриваються під дією п'єзоелектричного приводу 6.

Роботу форсунки можна розділити на чотири робочих стадії при працюючому двигуні та створеному паливним насосом високий тиск палива:

- форсунка закрита з прикладеним високим тиском палива (форсунка в стані

									Арк
									30
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

СПОКОЮ);



Рисунок 2.5 – Модернізована форсунка з електричним приводом:

1 – канал подачі палива; 2 – стержньовий фільтр; 3 – електричний вивід; 4 – канал зворотної паливної магістралі; 5 – корпус форсунки; 6 – п'єзоелектричний привід; 7 з'єднувальна колба; 8 – повітряна подушка; 9 – клапанна колба; 10 – пружина клапанної коробки; 11 – клапан перемикання; 12 пружина клапана перемикання; 13 – простір управління; 14 – пружина розпилювача; 15 – голка; 16 – корпус розпилювача; 17 – гайка розпилювача; 18 – камера голки розпилювача; 19 –

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						31
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

сопловий наконечник

- форсунка відкривається (початок вприскування);
- форсунка повністю відкрита;
- форсунка закривається (кінець вприскування).

За рахунок дуже короткого часу включення п'єзофорсунок можна плавно та точно управляти фазами і циклами вприскування. Завдяки цьому цей процес можна пристосувати до відповідних умов роботи двигуна. На протязі кожного процесу вприскування форсунка з п'єзоприводом може виконувати до декількох вприскувань: попередній, основний та додатковий.

Перед основним вприскуванням в камеру згорання подається невелика кількість палива, завдяки чому в камері збільшується температура та тиск. За рахунок цього зменшується затримка самозаймання основного вприскування і разом з тим зменшується швидке наростання тиску і його пік. Наслідком попередньої подачі палива являється зменшення рівня токсичності вихлопних газів та шуму. Час і кількість палива, що подається за попередній цикл, залежать від режиму роботи двигуна. В холодному двигуні та при низьких обертах колінчастого валу реалізується два попередніх вприскування для зменшення шуму. При більш високому навантаженні та високих обертах колінчастого валу реалізується тільки одне попереднє вприскування для зменшення рівня токсичності відпрацьованих газів, а при повному навантаженні та високих обертах взагалі не виконується попереднє вприскування, так як для більш максимального значення коефіцієнта корисної дії необхідно подавати велику кількість палива за один цикл.

Після попереднього вприскування та короткої паузи в камеру згорання подається основна кількість, при чому рівень тиску вприскування всього процесу залишається незмінним.

Додаткове вприскування призначене для збільшення температури відпрацьованих газів, яка необхідна для згорання частинок сажі.

В якості критеріїв, які характеризують процес вприскування, використовують максимальний тиск вприскування p_{max} та тривалість

									Арк
									32
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ				

вприскування в градусах кута повороту кулачкового валу насоса *впр* або в долях секундах *впр* (рис. 2.6, а) [7]. Початкова точка відповідає моменту перекриття плунжером всмоктуючих вікон в гільзі (геометричний початок подачі), а кут *зап* визначає динамічне запізнювання вприскування.



Рисунок 2.6 – Осцилограма циклу вприскування:

а) яка використовується; б) з попереднім, основним та додатковим вприскуванням

Сучасні тенденції до зменшенні жорсткості робочого процесу форсованих

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		33

двигунів вимагають вдосконалення форми кривої, яка визначає залежність зміни тиску впорскування в часі, а відповідно, зміну характеристики впорскування. Для оцінки цієї залежності необхідно ввести нові додаткові критерії, які повинні характеризувати нахили ліній при збільшенні чи зменшенні тиску під час процесу впорскування.

Для оцінки осцилограми тиску впорскування (рис. 2.6, б), яка буде реалізовуватись форсункою з п'єзоприводом, недостатньо двох критеріїв, які були згадані вище. На цій осцилограмі тисків впорскування гарно видно характерні ділянки попереднього та додаткового впорскування, а також плавний (затягнутий) спад лінії тиску поблизу нульової лінії. На ділянках підйому nd та спаду cn нахили кривої можна оцінити відношенням \dots (або \dots). При окремому попередньому впорскуванні затримка між попереднім та основним оцінюється величиною np . Ділянка попереднього впорскування (або ступінчатого, якщо при переході від попереднього до основного ордината весь час більше нуля) можна характеризувати найбільшою ординатою mnp та тривалістю np . Наступна ділянка основного впорскування характеризується максимальним тиском max та тривалістю vnp .

Лінія спаду тисків апроксимується нахиленим прямим, від місця перетину якої з віссю абсцис i до кінця основного періоду впорскування вимірюється тривалість затягування впорскування zat . Додаткове впорскування описується найбільшим тиском mv і тривалістю nv . Загальна тривалість основного впорскування позначається zag , а повна тривалість впорскування, яка включає в себе попереднє, основне, додаткове та інтервали між ними.

2.3 Система впорскування палива під високим тиском з електронним управлінням

Електронний блок управління являється обчислювальним та комутаційним центром системи управління двигуном, основною його частиною являється АЦП на базі мікроконтролера (рис. 2.7), який виконує обчислювальні операції і видає

										Арк
										34
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ					

керуючі сигнали. Із вхідних сигналів, що подаються датчиками, блок за допомогою програмованих функцій та алгоритмів розраховує керуючі сигнали для виконуючих елементів та безпосередньо комутує їх за допомогою вихідних каскадів. Але для цього йому потрібно забезпечення, тобто пристрій, за допомогою якого можна перетворювати, зберігати та обчислювати [8].

В системі управління двигуном використовуються два типи сигналів напруги: аналогові та цифрові. Аналогові сигнали перетворюються аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) в мікропроцесорі в цифрові сигнали. Аналогові сигнали постійно змінні, тобто сигнали можуть бути будь-якої напруги в межах визначеного діапазону. Цифрові сигнали також являються змінними, але не постійно. Вони можуть бути представлені тільки визначеною напругою, яка буде відповідати логічній одиниці або нулю.

Вхідні сигнали передаються до блока управління в різній формі. Вони проходять через захисні ланцюги та при необхідності, через перетворювачі або підсилювачі. Електронний блок управління проводить обчислення отриманих сигналів, по яким визначає частоту обертання колінчастого валу та його кутове положення у кожний момент часу. Він виступає аналізатором діаграми датчика частоти обертання та положення КВ.

Також електронний блок визначає найоптимальніші параметри роботи паливної апаратури дизеля для даного моменту часу, кількість пального, що подається до циліндра дизеля та момент подачі пального, тобто кут випередження подачі пального.

Для більш точно регулювання необхідно виконувати корекцію в залежності від того, в яких умовах працює двигун. Корекція виконується по сигналам від наступних датчиків: датчик тиску повітря наддуву, датчик тиску палива в акумуляторі, датчик температури охолоджуючої рідини, масового витратоміра повітря та датчик відпрацьованих газів.

Датчик положення колінчастого валу служить для визначення положення і частоти обертання колінчастого валу.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						35
Змн.	Арк	№ докum.	Підп.	Дата		



Рисунок 2.7 – Структурна схема електронного блока управління

<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>

0032.210163.000.04МР.ПЗ

Датчик положення колінчастого валу є електромагнітним датчиком. В зв'язку з цим він є основний пристроєм, без якого робота системи вприскування палива неможлива.

Встановлення датчика наведено на рис. 2.8.

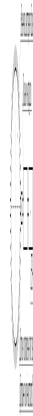


Рисунок 2.8 – Встановлення датчика положення та частоти обертання колінчастого валу

У випадку, якщо сигнал від датчика положення та частоти обертання колінчастого валу відсутній або дуже малий по амплітуді, блок управління двигуном не забезпечує подачу палива, через що запуск двигуна стає неможливим. Сигнал від датчика положення колінчастого валу може не поступати до блоку управління двигуном з однієї або декількох причин: обрив обмотки датчика або пошкодження електричного роз'єму датчика; обрив або замикання кабелю, який йде до датчика; великий зазор між торцем датчика і зубами диска; зубчатий диск відсутній або зруйнований гумовий демпфер диска [9].

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						37
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ Д49 З МОДЕРНІЗОВАНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ

3.1 Аналітичний розрахунок дизеля Д49

Вихідні дані до розрахунку

Тактність дизеля τ	8
Кількість циліндрів дизеля i	16
Частота обертання колінчастого вала дизеля n , s^{-1}	16,67
Діаметр циліндра D , мм	761
Хід поршня s , мм	761
Коефіцієнт продувки циліндра дизеля φ	1,15
Механічний ККД дизеля η_M	1,85
Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ	1,718
Коефіцієнт надлишку повітря α	1,97
Тиск повітря в надувному колекторі, МПа	1,71
Температура повітря в надувному колекторі, °С	55
Геометрична ступінь стиснення ε	17,7
Дійсна ступінь стиснення ε_v	1
Коефіцієнт залишкових газів γ	1,13
Найбільший тиск згоряння p_z , МПа	11,5
Коефіцієнт виділення тепла z	1,87
Маса поршня m_p , кг	37
Маса шатуна m_m , кг	61
Склад 1 кг дизельного палива в частках маси: C	1,87
	H 1,176
	O 1,118
Теплота згоряння дизельного палива H_u , кДж/кг	87511

3.1.1 Визначення основних показників роботи дизеля

Визначаємо об'єми циліндра, що відповідають точкам a , b та c індикаторної діаграми.

Робочий об'єм циліндра в м^3

$$h_{\text{max}} - h_{\text{min}}; \quad (3.1)$$

$$h_{\text{max}} - h_{\text{min}} - h_{\text{св}}.$$

Геометрична ступінь стиснення ε є відношення найбільшого об'єму циліндра max до найменшого min , тобто:

$$\frac{max}{min} = \frac{c \cdot h_{\text{max}}}{c \cdot h_{\text{min}}} \quad (3.2)$$

З цього виразу визначаємо об'єм камери згорання в м^3

$$c \cdot h_{\text{св}}; \quad (3.3)$$

$$c \cdot \frac{h_{\text{св}}}{1000} \text{ м}^3.$$

Визначаємо об'єми камери згорання, що відповідають точкам a та b :

$$a \cdot b \cdot c \cdot h \quad (3.4)$$

$$a \cdot b \cdot \frac{c \cdot h_{\text{св}}}{1000} \text{ м}^3.$$

Тиск на початку стиснення по експериментальним даним для чотиритактного дизеля – $a_{\text{св}}$, приймаємо:

$$a_{\text{св}} \text{ МПа.}$$

Коефіцієнтом залишкових газів γ називають відношення кількості залишкових газів g до свіжого заряду, тобто $\frac{g}{i}$.

						Арк
					0032.210163.000.04MP.ПЗ	39
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

Температура робочого тіла на початку стиснення:

$$a k_{\gamma} r; \quad (3.5)$$

де k – температура повітря перед впускними органами дизеля, К; k_{γ} ;

γ – коефіцієнт залишкових газів; $\gamma=0,03$;

r – коефіцієнти, згідно з експериментальними даними $r=10\dots15$;

$r=800\dots900$ К;

$$a \text{ К.}$$

Коефіцієнтом наповнення ν називають відношення дійсної кількості повітря, що поступає в циліндр на момент початку стиснення, до такої кількості, яка могла б поміститися в робочому об'ємі h , при параметрах повітря, що відповідають відповідним параметрам повітря перед впускними органами: тиск k і температура k .

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\nu = \frac{a k_{\gamma}}{k a}; \quad (3.6)$$

$$\nu = \frac{0,2}{12,2} \frac{0,29}{0,31} \frac{1}{1,40} \dots$$

Тиск робочого тіла в кінці стиснення (точка С):

$$c a n_1, \quad (3.7)$$

де n_1 – середній показник політропи стиснення; приймаємо $n_1=1,38$.

$$c = 1,38 \text{ МПа.}$$

Температура робочого тіла в кінці стиснення (точка С):

$$c a n_1 - 1; \quad (3.8)$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		40

$c_{1,38-1} \text{ К.}$

Параметри кінця згорання (точка z) характеризуються тиском z і температурою z . Перед тим як визначити температуру z , необхідно визначити деякі характерні величини, що відносяться до процесу згорання.

Кількість газів 0 в молях, що утворюється при згоранні 1 кг палива заданого складу з теоретично необхідною кількістю повітря

$$0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (N_2 + O_2) \cdot 0 \quad (3.9)$$

де C, H – склад вуглецю і водню в паливі.

$$0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (N_2 + O_2) \cdot 0$$

Кількість повітря 1 в молях, що витрачається на згорання 1 кг палива:

$$1 = 0; \quad (3.10)$$

$$1 = 1.5 \cdot 0 + 0.5 \cdot 0$$

Кількість продуктів згорання 2 в кіломолях, що утворюється в процесі згорання 1 кг палива з заданим коефіцієнтом надлишку повітря:

$$2 = 0; \quad (3.11)$$

$$2 = 0.5 \cdot 0 + (1.0 - 0.5) \cdot 0$$

Об'ємна частка газів 0 в продуктах згорання:

$$0 = \frac{0}{2}; \quad (3.12)$$

$$0 = \frac{0}{2}$$

Об'ємна частка надлишкового повітря α в продуктах згорання:

$$\alpha = 0; \quad (3.13)$$

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
						41
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\alpha_{\text{мол}} = \dots$$

Коефіцієнт молекулярної зміни при згоранні палива:

$$0,2; \quad (3.14)$$

$$0,1; \dots$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$0,1; \quad (3.15)$$

$$\dots$$

Ступінь підвищення тиску при згоранні:

$$z, z; \quad (3.16)$$

$$z, \dots$$

Температура робочого тіла в кінці процесу згорання z визначається з рівняння згорання палива:

$$\left(\mu \cdot \nu m z \right) z \left[\frac{z}{1} \nu m c c \cdot z \mu c \right] \mu; \quad (3.17)$$

де μ – універсальна газова постійна, кмоль/(кгК), $\mu = 8,314$;

$\nu m z$ – середня молярна теплоємність при постійному об'ємі для продуктів згорання в точці z , кДж/(кгК);

z – коефіцієнт ефективного виділення тепла до точки z ;

u – нижня теплота згорання палива;

$c c$ – температури робочого тіла.

Для визначення теплоємностей робочого тіла використовують їх залежність від температури t :

									Арк
									42
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ				

– повітря:

$$v_{m1} = -3, -72; \quad (3.18)$$

– чистих продуктів згорання:

$$v_{m0} = -3, -72. \quad (3.19)$$

Теплоємності v_{mc} і v_{mz} визначають із співвідношень:

$$v_{mc} = \frac{v_{m1} - v_{m0}}{T}; \quad (3.20)$$

$$v_{mz} \propto v_{m1} - v_{m0}. \quad (3.21)$$

Враховуючи, що v_{mz} залежить від температури z , рівняння (3.21) вираховують методом послідовних наближень зі збіжністю $\epsilon = 10^{-3}$.

Виконуємо розрахунки для $t_c = 636^\circ\text{C}$:

$$v_{m1} = 22,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$v_{m0} = 24,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$v_{mc} = 22,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$v_{mz} = 23,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Позначимо праву частину рівняння через « D », тоді

$$D = 1 \cdot \left[\frac{\xi_z \cdot H}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + C_{v_{mc}} \cdot t_c + \lambda_z \cdot R_{\mu} \cdot T_c \right] - 273 \cdot R_{\mu}; \quad (3.22)$$

Приймаємо перше наближення: $z_1 = 1600^\circ\text{C}$.

Виконуємо розрахунки для z_1 :

$$v_{m1} = 24,7 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$v_{m0} = 28,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		43

$$v_{mc} = 22,5 \text{ } o_c ;$$

$$v_{mz} = 25,5 \text{ } o_c .$$

Тоді:

$$z_1 = \frac{a}{\mu \cdot v_{mz}} ; \quad (3.23)$$

$$z_1 = \frac{0,015}{0,0015 \cdot 25,5} \text{ } o_c .$$

Перевіряємо збіжність:

$$|z - z_1| ; \quad (3.24)$$

$$|1790 - 1790,2| = 0,2$$

Тобто збіжність не забезпечується.

Приймаємо друге наближення: $z_2 = 1790$.

Виконуємо розрахунки для z_2 :

$$v_{m1} = 25,0 \text{ } o_c ;$$

$$v_{m0} = 28,6 \text{ } o_c ;$$

$$v_{mc} = 22,6 \text{ } o_c ;$$

$$v_{mz} = 25,7 \text{ } o_c .$$

Тоді:

$$z_2 = \frac{0,015}{0,0015 \cdot 25,7} \text{ } o_c .$$

Перевіряємо збіжність:

$$|1790 - 1790,2| = 0,2$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		44

Тобто збіжність забезпечується.

Після визначення температури:

$$z = z_0 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_n \quad (3.25)$$

Ступінь поперечного розширення:

$$\frac{z_1}{z_0} = \frac{z_2}{z_1} = \dots = \frac{z_n}{z_{n-1}} \quad (3.26)$$

Обчислюємо z :

$$z = z_0 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_n \quad (3.27)$$

$$z = z_0 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_n \cdot M^3.$$

Тиск b і температура t робочого тіла в кінці процесу розширення:

$$b = b_0 \cdot z_1^{-\frac{1}{n_1}} \cdot z_2^{-\frac{1}{n_2}} \cdot \dots \cdot z_n^{-\frac{1}{n_n}} \quad (3.28)$$

$$b = b_0 \cdot z_1^{-\frac{1}{n_1}} \cdot z_2^{-\frac{1}{n_2}} \cdot \dots \cdot z_n^{-\frac{1}{n_n}} \quad (3.29)$$

де δ – ступінь послідуочого розширення:

$$\frac{b_1}{b_0} = \frac{b_2}{b_1} = \dots = \frac{b_n}{b_{n-1}} \quad (3.30)$$

Тоді:

$$b = b_0 \cdot z_1^{-\frac{1}{n_1}} \cdot z_2^{-\frac{1}{n_2}} \cdot \dots \cdot z_n^{-\frac{1}{n_n}} \quad (3.31)$$

де 2 – середній показник політропи розширення газів у циліндрі, $2 = 1,28$;

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		45

$$b \frac{1,5}{1,28} \text{ МПа.}$$

$$b \cdot z \frac{1}{n_2 - 1}; \quad (3.32)$$

$$b \frac{1,5}{1,28 - 1} \text{ К.}$$

Розрахунковий середній індикаторний тиск:

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda z \rho - 1 + \frac{\lambda z \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta n_2 - 1} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon n_1 - 1} \right) \right]; \quad (3.33)$$

$$p_{ip} \cdot 1,7 \cdot 10^6$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу:

$$i \cdot n \cdot p, \quad (3.34)$$

де n – коефіцієнт повноти діаграми, який для чотиритактного двигуна, $n = 0,98$;

$$i \frac{3}{1,5 \cdot 0,98 \cdot 1,7 \cdot 10^6} \text{ МПа.}$$

Індикаторна потужність двигуна:

$$i \cdot 3 \cdot i \cdot h; \quad (3.35)$$

$$i \cdot 3 \frac{1,5 \cdot 0,98 \cdot 1,7 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 0,98 \cdot 1,7 \cdot 10^6} \text{ кВт.}$$

Індикаторний ККД:

$$\frac{i \cdot 0 \cdot i \cdot k}{u \cdot v \cdot k}; \quad (3.36)$$

$$i \frac{1,5 \cdot 0,98 \cdot 1,7 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 0,98 \cdot 1,7 \cdot 10^6} \cdot$$

Питома індикаторна витрата палива:

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		46

$$i_{ui}; \quad (3.37)$$

$$i_{\frac{1000}{2200 \cdot 0,74}} \cdot$$

Ефективна потужність:

$$e_{im}; \quad (3.38)$$

$$e_{2000 \cdot 0,85 \cdot 2200} \text{ кВт.}$$

Ефективний ККД:

$$e_{im}; \quad (3.39)$$

$$e_{0,674 \cdot 0,85 \cdot 0,85} \cdot$$

Ефективна питома витрата палива:

$$e_{\frac{i}{m}}; \quad (3.40)$$

$$e_{\frac{0,120}{0,211 \cdot 0,74 \cdot 0,85}} \cdot$$

Година витрата палива:

$$e_{ee}; \quad (3.41)$$

$$e_{0,211 \cdot 2400 \cdot 0,85} \text{ кг/ГОД.}$$

Витрата повітря дизелем:

$$n_{0}; \quad (3.42)$$

$$n_{0,007 \cdot 102 \cdot 143 \cdot 100 \cdot 1470} \text{ кг/ГОД.}$$

Кількість відпрацьованих газів:

$$z_{0}; \quad (3.43)$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						47
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

3.1.2 Побудова індикаторної діаграми робочого процесу двигуна

Для чотиритактного двигуна (рис. 2.1) процес наповнення циліндра повітрям відображаємо лінією ... і випуску відпрацьованих газів (лінія ...). Умовно приймаємо, що тиск по лінії ... зберігається постійним при $r.a$.

Координати проміжних точок політропи стиснення ... і розширення ... визначаються по виразах:

- політропа стиснення:

$$p = p_z \left(\frac{V}{V_z} \right)^{n_1}; \quad (3.44)$$

- політропа розширення:



Рисунок 3.1 – Розрахункові індикаторні діаграми двигунів у координатах $p-V$:
а – чотиритактного; б – двотактного

$$p = p_z \cdot \left(\frac{V}{V_z} \right)^{n_2}. \quad (3.45)$$

Таблиця 3.1 – Розрахунок політроп стиснення і розширення

$\varphi, ^\circ$	$S, \text{ м}$	$F \cdot S, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$	Стиснення			Розширення		
				V_d/V	$(V_d/V)^{n1}$	$p, \text{ МПа}$	V/V_z	$(V/V_z)^{n2}$	$p, \text{ МПа}$
9	9	9	9,99823	82,2	38,6	6,32	9,783	9,738	88,5
5,9	9,9883	9,999699	9,99883	8,29	88,2	3,64	8,87	8,22	88,5
89,9	9,9227	9,99829	9,99243	6,87	82,3	2,46	8,55	8,75	89,3
85,9	9,9348	9,99888	9,99394	4,93	9,94	8,88	8,94	2,34	7,93
29,9	9,9452	9,99249	9,99363	4,83	7,98	8,42	2,38	2,92	5,23
25,9	9,9562	9,99298	9,99428	3,56	5,77	8,85	2,68	3,53	4,99
39,9	9,9673	9,99357	9,99489	3,82	4,88	9,962	3,96	4,89	3,37
35,9	9,9789	9,99484	9,99537	2,79	4,82	9,824	3,42	4,83	2,84
49,9	9,9889	9,99472	9,99595	2,52	3,58	9,786	3,79	5,59	2,45
45,9	9,9993	9,99527	9,99659	2,38	3,88	9,636	4,84	6,86	2,85
59,9	9,889	9,99584	9,99797	2,82	2,82	9,564	4,59	6,86	8,98
55,9	9,829	9,99637	9,99769	8,97	2,55	9,589	4,84	7,53	8,78
69,9	9,839	9,99699	9,99883	8,84	2,32	9,464	5,88	8,28	8,55
65,9	9,849	9,99743	9,99866	8,73	2,83	9,426	5,52	8,98	8,43
79,9	9,849	9,99793	9,99986	8,64	8,98	9,396	5,83	9,55	8,38
75,9	9,858	9,99849	9,99963	8,56	8,85	9,379	6,83	89,2	8,23
89,9	9,867	9,99887	9,9898	8,49	8,73	9,346	6,43	89,8	8,84
85,9	9,876	9,99934	9,9896	8,42	8,62	9,324	6,75	88,5	8,98
99,9	9,884	9,99973	9,9889	8,36	8,53	9,396	7,98	82,8	8,98
95,9	9,892	9,9892	9,9884	8,32	8,47	9,294	7,26	82,6	9,964
899	9,899	9,9896	9,9888	8,27	8,39	9,278	7,52	83,2	9,939
895	9,296	9,9899	9,9828	8,24	8,35	9,279	7,78	83,7	9,889
889	9,283	9,9883	9,9825	8,29	8,29	9,258	7,96	84,2	9,842
885	9,289	9,9886	9,9828	8,87	8,24	9,248	8,85	84,7	9,886
829	9,225	9,9889	9,9838	8,85	8,28	9,242	8,34	85,8	9,798
825	9,238	9,9822	9,9834	8,82	8,87	9,234	8,54	85,6	9,768
839	9,235	9,9825	9,9837	8,99	8,83	9,226	8,73	86,9	9,738
835	9,249	9,9827	9,9839	8,98	8,88	9,222	8,85	86,3	9,726
849	9,244	9,9839	9,9842	8,96	8,98	9,286	9,94	86,7	9,796
845	9,248	9,9832	9,9844	8,94	8,96	9,282	9,87	87,8	9,692
859	9,258	9,9833	9,9845	8,93	8,94	9,298	9,24	87,2	9,674
855	9,254	9,9835	9,9847	8,92	8,93	9,296	9,36	87,5	9,668
869	9,256	9,9836	9,9848	8,98	8,98	9,292	9,43	87,7	9,662
865	9,258	9,9837	9,9849	8,98	8,98	9,292	9,49	87,8	9,658
879	9,259	9,9837	9,9849	8,98	8,98	9,292	9,49	87,8	9,645
875	9,269	9,9838	9,9859	8,99	8	9,299	9,55	88,9	9,645
889	9,269	9,9838	9,9859	8,99	8	9,299	9,55	88,9	9,648

За даними табл. 3.1 будемо індикаторну діаграму (рис. 3.2).

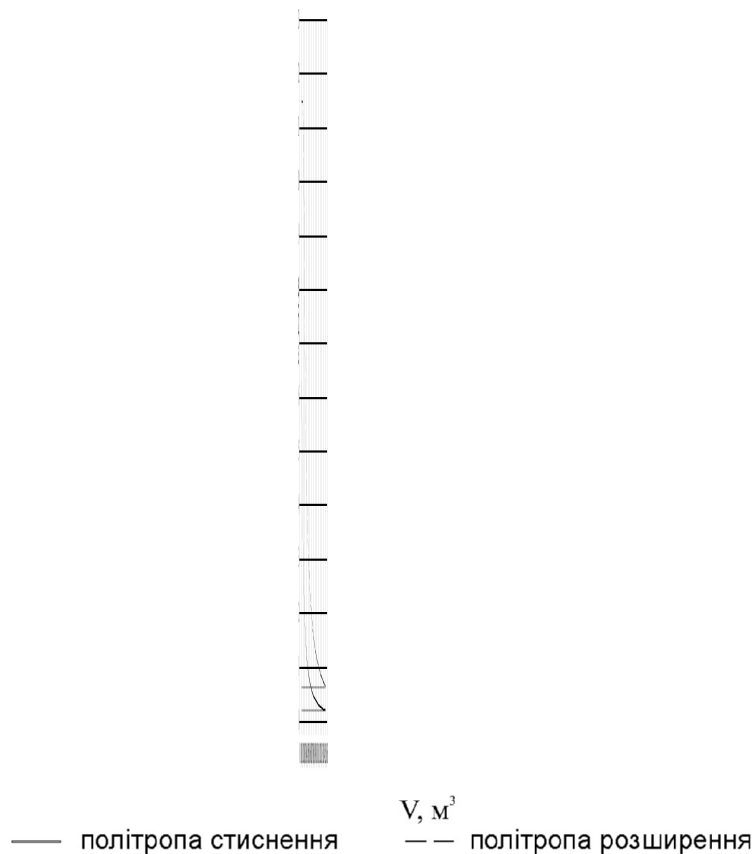


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма

По індикаторній діаграмі визначаємо середній індикаторний тиск i . Середній індикаторний тиск з використанням обчислювальної техніки складає

$$i_{\text{ср}} \text{ МПа.}$$

3.2 Визначення величини кута випередження подачі пального

В результаті численних досліджень встановлено, що запалювання відбувається в пароподібній частині пального, яка більше перемішана з повітрям, а тому нагрівання і інші процеси відбуваються в ній швидше, ніж в рідкій частині.

Після початку вприскування пального в циліндр проходить деякий проміжок часу до початку горіння. Це так званий підготовчий період, або період затримки запалювання. Тривалість періоду затримки запалювання можна визначити по формулі:

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		51

$$i \sqrt[k]{\frac{k}{k}} \frac{EC_k^{n_c-1}}{RT_k}, \quad (3.1)$$

де B – коефіцієнт, залежний від частоти обертання колінчастого валу;

C – коефіцієнт, залежний від ступеня стиснення і кінематики шатуннокривошипного механізму;

E – умовна енергія активації – надмірна кінетична енергія молекул, які штовхаються над середньою енергією співзйткнення. Величина E залежить від хімічної природи пального, ...3.3 Дж/моль.

Зазвичай тривалість підготовчого періоду на найекономічніших режимах i дорівнює 0,001÷0,002 с, але на режимах малих навантажень і холостого ходу ці межі досягають 0,005÷0,007 с.

3.3 Розрахунок параметрів дизельного двигуна з модернізованою паливною системою високого тиску

3.3.1 Обчислення параметрів дизельного двигуна з базовими вихідними даними

Для початку проведення аналізу в програму необхідно задати основні вихідні дані:

- діаметр циліндра, $D=260$ мм;
- хід поршня, $S=260$ мм;
- степінь стиснення, $\varepsilon=12,5$;
- кількість циліндрів, $k=16$;
- номінальна частота обертання, $n=1000$ хв⁻¹;
- інші параметри стосовно циліндро-поршневої групи.

Результати обчислення параметрів дизельного двигуна з базовими (паспортними) значеннями всіх параметрів можуть свідчити про правильність

						Арк
					0032.210163.000.04MP.ПЗ	52
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

введення даних та адекватність моделі для проведення аналізу роботи паливної апаратури. Результати наводимо в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Порівняння базових параметрів дизеля 16ЧН26/26

Параметр	Позначення	Значення параметра (за розрахунком)	Значення параметра (паспортні дані)
Частота обертання колінчастого вала, 1/хв	n	1999,9	1999,9
Потужність, кВт	N_e	2259,9	2259,9
Крутний момент, Нм	M_e	21496,	21999
Циклова подача палива, г	q_c	1,9999	1,9999
Питома ефект. витрата палива, кг/(кВт год)	b_e	9,21325	9,292+11
Ефективний ККД	η_{e_e}	9,39721	9,4
Індикаторний ККД	η_{e_i}	9,45878	9,45
Середня швидкість поршня, м/с	S_p	8,6667	8,6667
Тиск тертя, бар	P_{mp}	1,8849	1,9
Механічний ККД	$\eta_{e_{mex}}$	9,86646	9,86

З результатів розрахунків бачимо відхилення значень деяких параметрів від паспортних даних, але так як їх величина невелика то відхиленням можна знехтувати.

Аналіз будемо проводити на підставі значення потужності та середнього ефективного тиску, оскільки ці параметри в першу чергу визначають навантажувальні характеристики двигуна. Для прикладу наводимо розрахункову індикаторну діаграму дизеля з базовими параметрами (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Розрахункова індикаторна діаграма дизеля з базовими параметрами

3.3.2 Визначення середнього індикаторного тиску

Для визначення середнього індикаторного тиску застосовуємо формулу:

$$i_{\text{ср}} = \frac{900}{180} \int c_{\text{ср}} \cdot \quad (3.48)$$

Для визначення залежності $c_{\text{ср}}$ використовуємо функцію MS Excel (лінія тренда). Для прикладу наводимо залежність $c_{\text{ср}}$ (рис. 3.4).

$$i_{\text{ср}} = \frac{300}{180} \int_{-84,3}^{2,2} \text{бар.}$$

Аналогічно визначаємо значення для $c_{\text{ср}}$.

Середнє значення індикаторного тиску складає $i = 14,125$ бар.

3.3.3 Аналіз індикаторних діаграм на різних режимах роботи

Для проведення аналізу виконуємо побудову індикаторних діаграм при

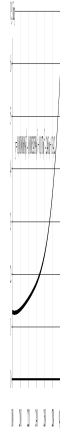


Рисунок 3.4 – Визначення математичної залежності $c_{[100,200]}$

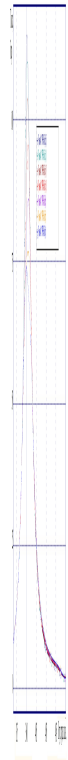
варіативних вихідних параметрах – частота обертання $\omega_{[100,200]}$ та кут випередження вприску $\phi_{[10,20]}$. Для частоти обертання $\omega_{[100,200]}$ індикаторні діаграми з $\phi_{[10,20]}$ наведені на рис. 3.5. Оскільки з рис. 3.5 бачимо ідентичність графіків в діапазонах $\omega_{[100,200]}$ та $\omega_{[100,200]}$, то наводимо діаграми лише в діапазоні $\omega_{[100,200]}$ (рис. 3.6, 3.7).



Рисунок 3.5 – Індикаторні діаграми з $\phi_{[10,20]}$, $\omega_{[100,200]}$ хв⁻¹

а)

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		55



б)

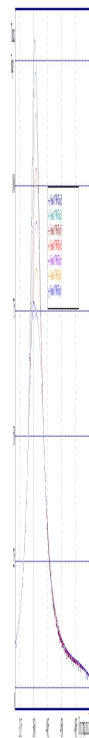


Рисунок 3.6 – Індикаторні діаграми: а) – ... хв⁻¹; б) – ... хв⁻¹;
 а – в 25°; б – в 21°; с – в 17°; д – в 13°;
 е – в 9°; ф – в 5°; г – в 1°

а)

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		56



б)



Рисунок 3.7 – Індикаторні діаграми: а) – ... хВ⁻¹; б) – ... хВ⁻¹;
 а – в 25°; б – в 21°; с – в 17°; д – в 13°;
 е – в 9°; ф – в 5°; г – в 1°

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		57

Визначаємо значення середнього індикаторного тиску для вказаних режимів роботи дизеля та заносимо їх в табл. 3.3 та будуємо залежності (рис. 3.8).

Таблиця 3.3 – Значення середнього індикаторного тиску по частоті обертання

Кут випередження вприскування палива α , °	Значення середнього індикаторного тиску, бар, по частоті обертання, хв^{-1}			
	350	570	790	1000
7	6,5352	9,0840	70,778	77,677
5	6,6868	9,3737	77,794	72,306
9	6,7227	9,4777	77,572	72,947
73	6,7235	9,5775	77,852	73,424
77	6,5929	9,6086	72,077	73,779
27	6,3994	9,4732	72,035	74,034
25	6,7627	9,2457	77,957	74,762



Рисунок 3.8 – Значення середнього індикаторного тиску:

— — 1000 хв^{-1} ; - - - 790 хв^{-1} ; ····· 570 хв^{-1} ; - · - · - 350 хв^{-1}

При аналізі залежностей рис. 3.8 можна визначити оптимальні значення α для всього діапазону частот обертання. Ці значення наводимо в табл. 3.4 та на рис. 3.9.

Таблиця 3.4 – Оптимальні значення кута випередження вприску палива α

Частота обертання, хв^{-1}	359	579	799	7999
Значення кута випередження вприску палива α , град.	77	76	79	25



Рисунок 3.9 – Оптимальні значення кута випередження вприску палива α .

Виконаємо порівняння потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску. Визначимо потужність при відповідних частотах обертання та цикловій подачі палива. Вихідні дані та результати наводимо у табл. 3.5 та рис. 3.10.

Таблиця 3.5 – Значення потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску

Параметр	Значення потужності, кВт, по частоті обертання, цикловій подачі палива ϕ та куті випередження впорскування палива α			
Частота обертання n , хв^{-1}	359	579	799	7999
Циклова подача палива ϕ , гр	9,5	9,67	9,84	7,9
Кут випередження впорскування палива α , °	25	25	25	25
Потужність P_e , кВт	374	873	7493	2252
Кут випередження впорскування палива α , °	77	76	79	25
Потужність P_e , кВт	362	862	7573	2252
Різниця Δ , %	75,3	6,9	7,3	9

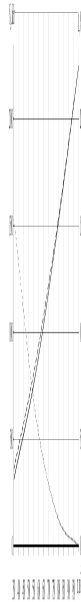


Рисунок 3.10 – Порівняння потужності базового дизеля та дизеля з модернізованою паливною системою високого тиску:

— – базовий дизель; - - - – модернізований дизель; ····· – різниця потужності

					<i>0032.210163.000.04MP.ПЗ</i>	Арк
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		61

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ 16ЧН26/26 ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

4.1 Розрахунок капітальних витрат на встановлення паливної системи

Розраховуємо капітальні витрати на закупівлю та встановлення нового обладнання. Вони складаються з матеріальних витрат, витрат на оплату праці, відрахувань до соціальних фондів, амортизації, витрат палива, витрат електроенергії, інших витрат.

Матеріальні витрати на нове обладнання складають:

$$1_{\text{мат.}} \quad (4.1)$$

де $1_{\text{мат.}}$ – вартість комплекту паливної системи; $1_{\text{мат.}} = 500000,00$ грн;

$1_{\text{мат.}}$ – кількість устаткування, що впроваджуються; $1_{\text{мат.}} = 1$.

$$1_{\text{мат.}} \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці встановлення обладнання $3/n$ складають:

$$3/n_{\text{пр.}} \quad (4.2)$$

де $3/n_{\text{пр.}}$ – фактичний час роботи; $3/n_{\text{пр.}} = 96$ год.

$$3/n_{\text{пр.}} \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів $сс$ складають:

$$сс \cdot 3/n_{\text{пр.}} \quad (4.3)$$

$$сс \text{ грн.}$$

Амортизація *відр* на проведення ремонту складає:

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		62

$$\text{відр} \frac{\text{перв} \cdot \text{лікв}}{\text{кор.в}}, \quad (4.4)$$

де *перв* – балансова вартість основних засобів, *перв* = 20000 грн;

лікв – ліквідаційна вартість основних засобів, *лікв* = 5000 грн;

кор.в – термін корисного використання основних засобів, *кор.в* = 2 роки
(гарантійний термін).

$$\text{відр} \frac{20000 - 5000}{2} \text{ грн.}$$

Прямі витрати *прям* на монтаж обладнання складають

$$\text{прям.з/п.сс.відр}; \quad (4.5)$$

$$\text{прям} \frac{8200 + 3000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45}{2} \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу

$$\text{заг.вир.прям.}; \quad (4.6)$$

$$\text{заг.вир} \frac{10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45}{2} \text{ грн.}$$

$$\text{заг.госп.прям.}; \quad (4.7)$$

$$\text{заг.госп} \frac{10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45}{2} \text{ грн.}$$

Витрати на встановлення обладнання 2 складають

$$2 \cdot \text{прям} \cdot \text{заг.вир} \cdot \text{заг.госп},$$

$$2 \frac{8200 + 3000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45}{2} \text{ грн.}$$

Загальні капітальні витрати складають

$$1,2, \quad (4.8)$$

$$\frac{8200 + 3000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45 + 10000 \cdot 0,45}{2} \text{ грн.}$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		63

4.2 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля базової комплектації

Визначимо питому ефективну витрату дизельного палива за формулою:

$$e = \frac{u}{e} \quad (4.9)$$

де u – циклова подача палива, гр/цикл;

n – частота обертів колінчастого валу, хв⁻¹;

Z – кількість циліндрів; $Z=16$.

Для номінальної частоти обертання

$$e = 1000 \frac{u}{n \cdot Z} \text{ кг/кВт год.}$$

Для інших частот обертання колінчастого валу

$$e = 790 \frac{u}{n \cdot Z} \text{ кг/кВт год;}$$

$$e = 570 \frac{u}{n \cdot Z} \text{ кг/кВт год;}$$

$$e = 350 \frac{u}{n \cdot Z} \text{ кг/кВт год.}$$

Приймаємо середнє значення серед розрахованих

$$e = \frac{i}{e} \quad (4.10)$$

$$e = \frac{0,211 \cdot 0,221 + 0,221 + 0,267}{4} \cdot 0,278 \text{ кг/кВт год.}$$

При вартості дизельного палива 50 грн/кг вартість 1 кВт год складає

$$1 \cdot 0,229 = 0,229 \text{ грн/кВт год.}$$

4.3 Розрахунок витрат на експлуатацію дизеля з модернізованою паливною

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		64

системою

Для номінальної частоти обертання

$$e^{1000 \frac{0.001 \cdot 1000 \cdot 1000}{1000 \cdot 1000} \cdot 10^{-0.210}} \text{ кг/кВт год.}$$

Для інших частот обертання колінчастого валу

$$e^{790 \frac{0.001 \cdot 1000 \cdot 1000}{1000 \cdot 1000} \cdot 10^{-0.210}} \text{ кг/кВт год;}$$

$$e^{570 \frac{0.001 \cdot 1000 \cdot 1000}{1000 \cdot 1000} \cdot 10^{-0.210}} \text{ кг/кВт год;}$$

$$e^{350 \frac{0.001 \cdot 1000 \cdot 1000}{1000 \cdot 1000} \cdot 10^{-0.210}} \text{ кг/кВт год.}$$

Приймаємо середнє значення серед розрахованих

$$e^{\frac{0.210 + 0.210 + 0.210 + 0.210}{4}} \text{ кг/кВт год.}$$

При вартості дизельного палива 50 грн/кг вартість 1 кВт год складає

$$e^{2 \frac{0.001 \cdot 1000 \cdot 1000}{1000 \cdot 1000} \cdot 10^{-0.210}} \text{ грн/кВт год.}$$

4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту

Термін окупності OK визначається за формулою:

$$OK = \frac{I}{1.2}, \quad (4.11)$$

де I – капітальні витрати пов'язані з впровадженням технології.

$$OK = \frac{I}{1.2} \text{ кВт год.}$$

Для номінальної потужності ця величина складе

$$OK = \frac{I}{1.2} \text{ ГОД.}$$

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						65
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Величина економічного ефекту визначається за формулою:

$$E_{12}; \quad (4.12)$$

грн/кВт год.

Отже можна зробити висновок, що оптимізація режимів роботи дизеля 16ЧН26/26 шляхом модернізації паливної системи є доцільним економічно обґрунтованим рішенням. Термін окупності складає 398 год роботи на максимальній потужності. Економічний ефект складає 0,6 грн/кВт год.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						66
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВКИ

У магістерській дипломній роботі на тему «Підвищення паливної економічності дизелів тепловозів» було досліджено конструктивні особливості, компоновання та технічні характеристики дизель-генератора обраного об'єкта – двигуна Д49. Під час огляду та аналізу напрямів покращення техніко-економічних та екологічних параметрів силових енергетичних установок основну увагу приділено таким аспектам: поліпшення екологічних показників дизелів; зниження механічних втрат у дизелях; підвищення ефективності процесу наддуву. Визначено, що найбільш актуальним для модернізації є удосконалення паливної системи, а оцінку модернізації виконувати на підставі інтегрального дослідження індикаторних діаграм внутрішньоциліндрових процесів.

Під час аналізу сучасних розробок з модернізації дизельних двигунів як найбільш раціональне рішення для двигуна Д49 було виділено систему із загальною рампою живлення форсунок. Детально розглянуто будову та принцип роботи її основних компонентів: паливного насоса високого тиску; форсунок з електричним приводом, що забезпечують не лише точне дозування палива в межах одного циклу, але й можливість зміни характеристики подачі шляхом її розділення на окремі фази та корегування моменту вприскування. Для досягнення оптимальних характеристик запропоновано використання форсунок з п'єзоелектричним приводом, керованих високоточною та швидкодіючою системою управління.

На основі дослідження паливної системи із загальною рампою було розроблено адаптовані до двигуна Д49 компоненти: паливний насос високого тиску моноблочної конструкції, форсунки та системи електронного управління подачею палива.

Для перевірки ефективності запропонованого рішення обрано математичну модель чотиритактного дизельного двигуна. Виконано аналітичні розрахунки та розрахунки на математичній моделі для масиву вихідних параметрів: частоти обертання $350-1000 \text{ хв}^{-1}$; кута випередження подачі палива $1-25^\circ$; циклової подачі палива $0,5-1 \text{ г}$. За результатами розрахунків побудовано відповідні графічні

									Арк
									67
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04МР.ПЗ				

залежності та визначено оптимальні значення кута випередження подачі палива в залежності від частоти обертання.

Економічну ефективність оптимізації режимів роботи двигуна Д49 шляхом модернізації паливної системи розраховано на підставі орієнтовної вартості системи. Визначено питому вартість енергії для двигуна з базовою та модернізованою паливною системою. Розраховано термін окупності системи.

					0032.210163.000.04MP.ПЗ	Арк
						68
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. /За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 356 с.
2. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. /За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 425 с.
3. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія: Підручник /В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с.
5. Випробування двигунів внутрішнього згорання: Навч. посібник /Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач – К.: НТУ, 2002. – 191 с.
6. Екологія та автомобільний транспорт: Навч. посібник /Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська – К.: НТУ, 2005. – 260 с.
7. Колосюк Д.С., Зеркалов Д.В. Експлуатаційні матеріали: Підручник. 2-ге видання, доповнене. – К.: Арістей, 2005. – 241 с.
8. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания /С. В. Сагин //Universum: Технические науки: электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73).
9. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils /S. V. Sagin //Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202.
10. Behr T. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines /T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M.

										Арк
										69
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ					

Hubacher. – Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.

11. Двигуни внутрішнього згоряння. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування / уклад.: Б. Є. Боднар, М. І. Мартишевський, Д. В. Бобирь; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2018. – 36 с.
12. Мартишевський, М. І. Двигуни внутрішнього згоряння: завдання на контрольну роботу з методичними вказівками / М. І. Мартишевський, Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2018. – 18 с.
13. Методичні рекомендації до виконання кваліфікаційної роботи за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» ОП «Локомотиви та локомотивне господарство» / уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Дніпро: УДУНТ, 2023. – 50 с.
14. Бабанин А.Б. Улучшение переходных режимов работы маневровых тепловозов на промежуточных позициях /А.Б. Бабанин, Ю.В. Сиротенко, И.В. Мымриков //Локомотив-информ. – 2009. – №5-6. – С.4-8.
15. Бабанін О.Б. Оцінка ефективності маневрових тепловозів /О.Б. Бабанін, Ю.В. Сиротенко, А.І. Марцун //Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 96. – С. 98-103.
16. Гальговській В.Р. Удосконалення процесів тепловиділення в дизелі за рахунок якості подачі палива /В.Р. Гальговській, І.К. Скрипкін, В.П. Величко //Автомобільна промисловість. – 2001. – № 12. – С. 6-9.

										Арк
										70
Змн.	Арк	№ докцм.	Підп.	Дата	0032.210163.000.04MP.ПЗ					