

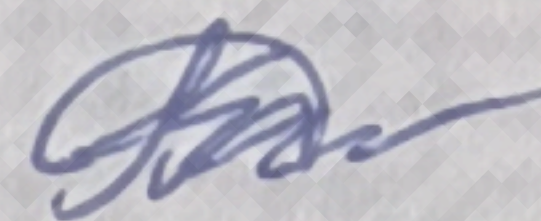
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

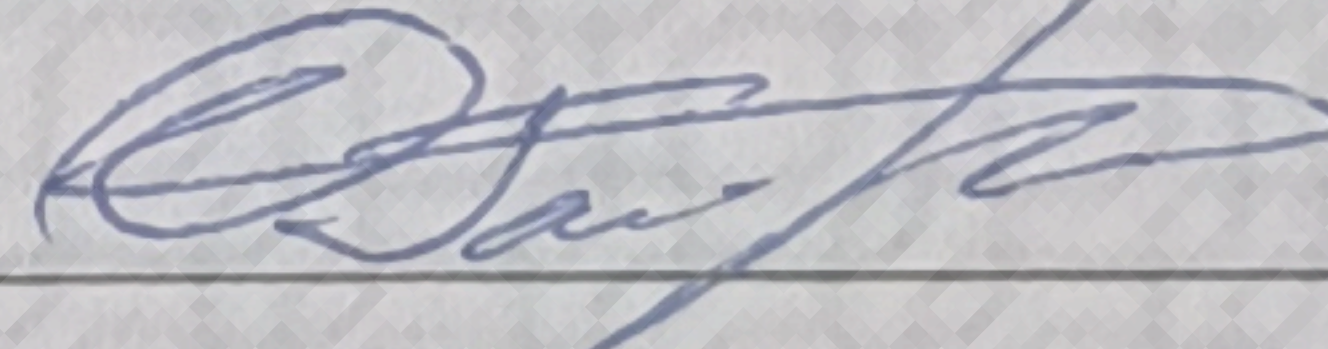
«Поліпшення показників робочого процесу дизеля при використанні газу
Брауна в якості присадки на базі товариства з обмеженою
відповідальністю «Група компаній «Автострада»» місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу,
групи 2АТ-23м
спеціальності 274 – Автомобільний
транспорт



Кердун С.В.

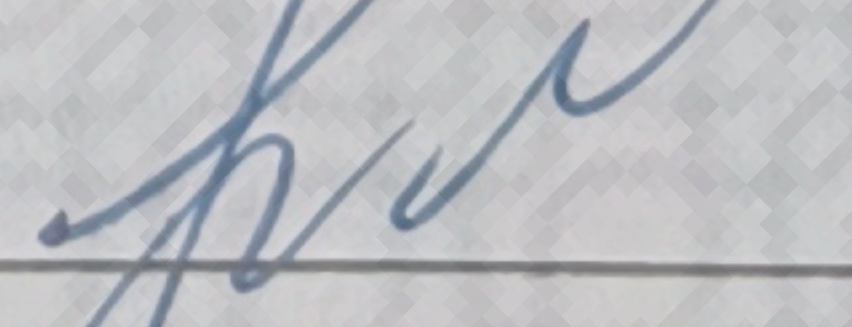
Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ



Галушак О.О.

« 11 » 12 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. ТАМ



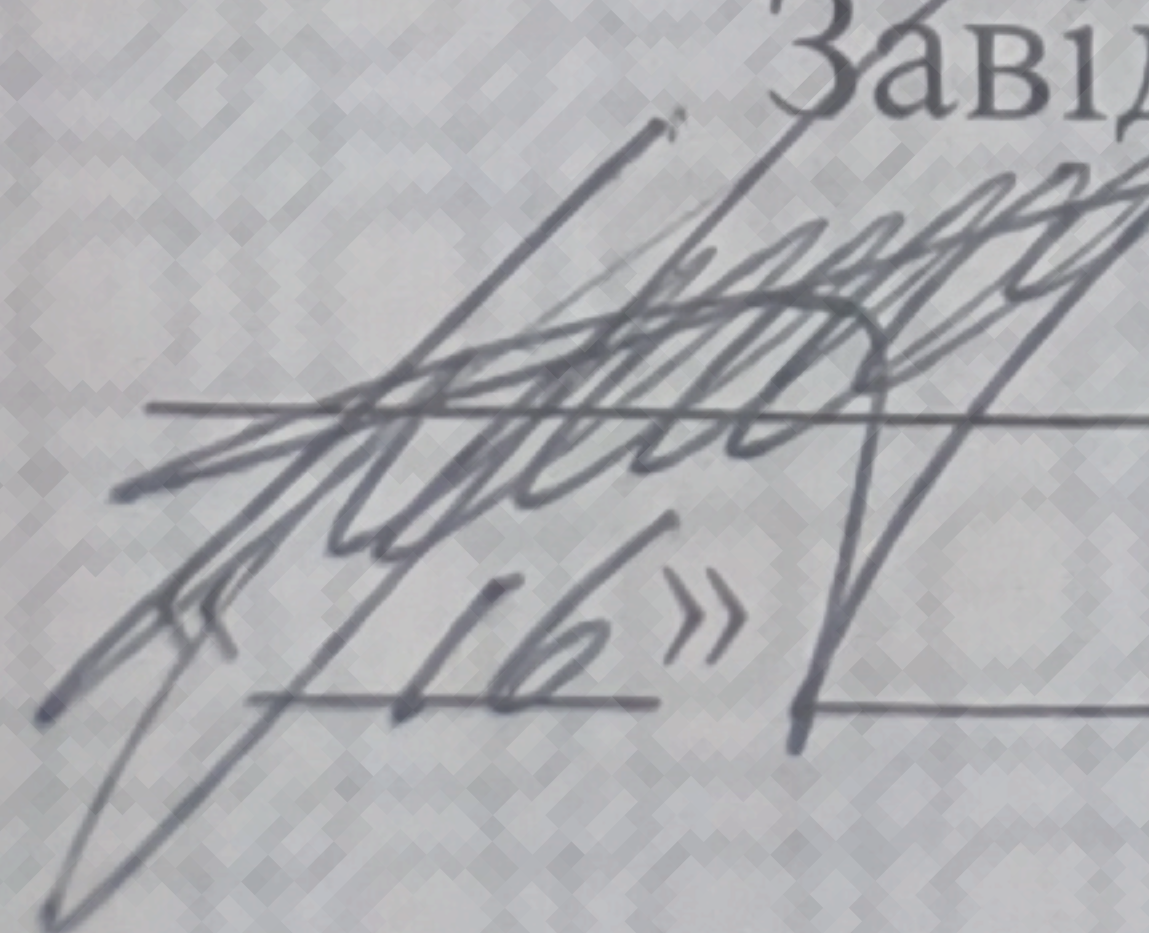
Сухоруков С.І.

« 16 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.



12

2024 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«18» 12 2024 року

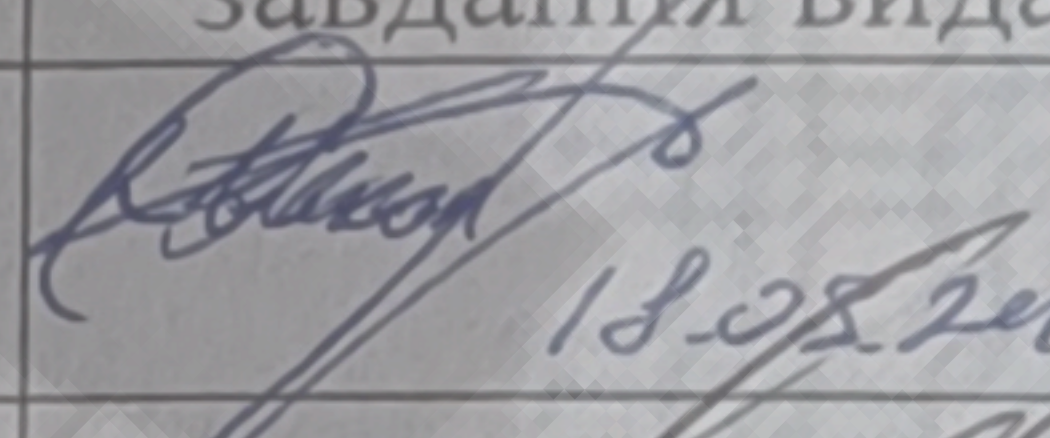
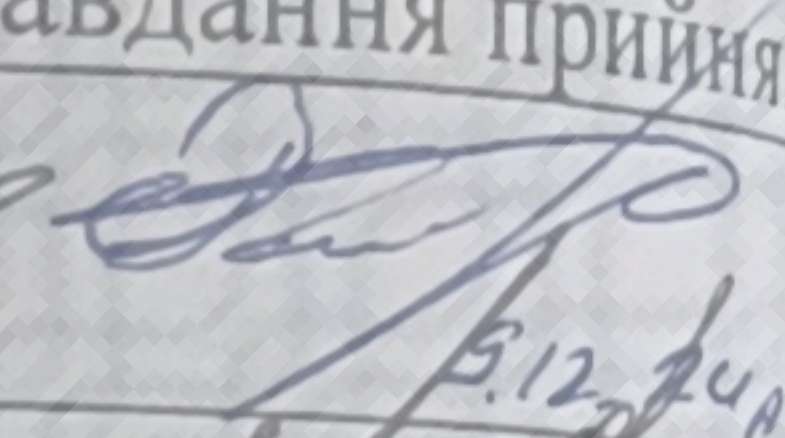
ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Кердуну Сергію Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи: Поліпшення показників робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки на базі товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній «Автострада»» місто Вінниця
керівник роботи Галушак Олександр Олександрович, к.т.н., доцент,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.
- Строк подання студентом роботи: 06.12.2024 р.
- Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, будова автомобіля; район експлуатації автомобілів – Україна; об'єкт дослідження – протікання робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки.
- Зміст текстової частини:
 - Аналіз роботи підприємства та аналіз застосування біотоплив у двигунах внутрішнього згорання.
 - Дослідження генерації водневовмісного палива та процесу впорскування палива в циліндр двигуна
 - Вплив на робочий процес дизеля подачі водневмісного і дизельного палив в камеру згорання

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
- 4 Характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“»
5. Аналіз використання водню в дизелях.
- 6 Генерація водневовмісного палива в транспортному засобі.
- 7 Дослідження впливу підвищенні тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля
- 8 Дослідження впливу підвищенні тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля
- 9-10 Дослідження робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки
- 11 Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Галушак О.О. доцент кафедри АТМ	 18.09.24	 18.09.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В. завідувач кафедри АТМ		 18.09.24

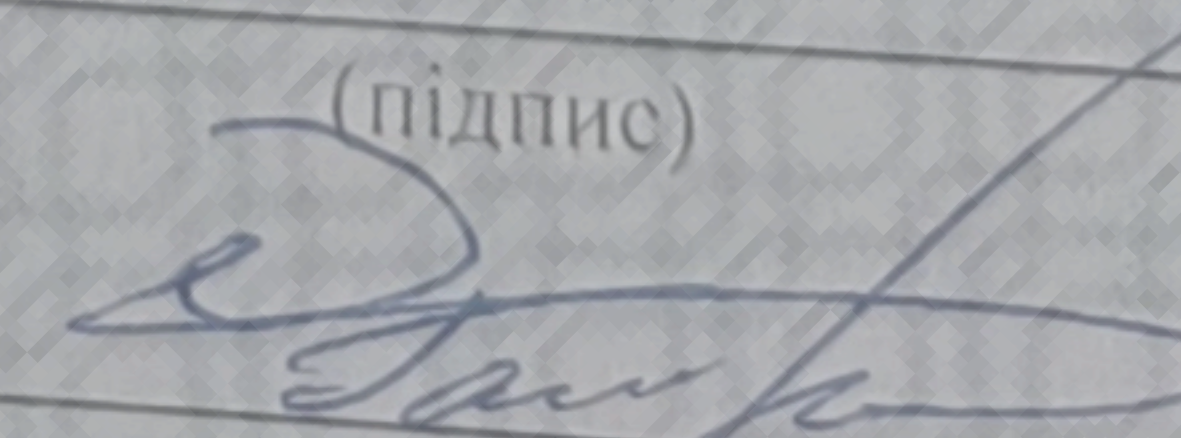
7. Дата видачі завдання « 18 » вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	викон
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	викон
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	викон
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	викон
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	викон
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	викон
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	викон
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	викон
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	викон
10	Захист МКР	17.12.2024-20.12.2024	викон

Студент

Керівник роботи


(підпис)

(підпис)

Кердун С.В.

Галушак О.О.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.113.52

Кердун С.В. Поліпшення показників робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки на базі товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній «Автострада»» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 91 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 32 назв; рис.: 56; табл. 4.

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішується науково-практична задача, яка полягає в покращенні екологічних та енергоекономічних показників робочого процесу дизеля шляхом застосування газу Брауна в якості присадки.

Графічна частина складається з 11 плакатів.

Ключові слова: водень, газ Брауна, система живлення, дизель, дизельний двигун.

ABSTRACT

UDC 629.113.52

Kerdun S.V. Improving the performance of the diesel engine when using Brown's gas as an additive on the basis of the Limited Liability Company "Group of Companies "Avtostrada"" city of Vinnytsia. Master's qualification work in the specialty 274 - Motor transport, educational program - Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 91 p.

In Ukrainian. Bibliography: 32 titles; Fig.: 56; Table. 4.

The master's qualification work solves a scientific and practical problem that achieves improved environmental and energy-economic performance of the diesel engine by using Brown's gas as an additive.

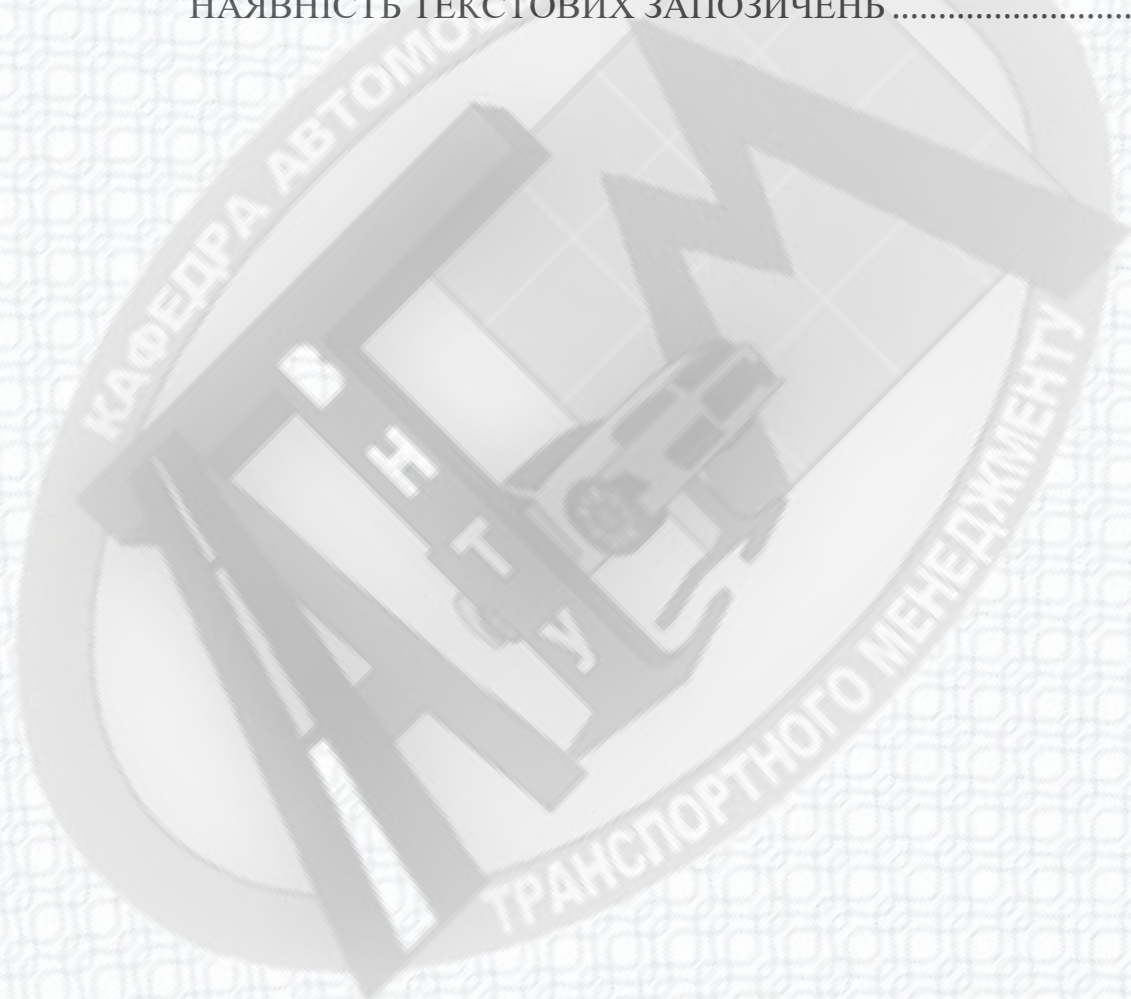
The graphic part consists of 11 posters.

Keywords: hydrogen, Brown's gas, power system, diesel, diesel engine.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ БІОПАЛИВ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.....	8
1.1 Характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“».....	8
1.2 Аналіз використання біопалив в дизелях	10
1.3 Аналіз процесу впорскування палива залежно від параметрів системи живлення	30
1.4 Висновки до розділу 1	39
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕНЕРАЦІЇ ВОДНЕВОВМІСНОГО ПАЛИВА ТА ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ЦИЛІНДР ДВИГУНА	41
2.1 Генерація воднево-вмісного палива в транспортному засобі.....	41
2.2 Розрахункове дослідження впливу на характеристики впорскування конструкції електрогідравлічної форсунки	42
2.3 Висновки до розділу 2	58
РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДИЗЕЛЯ ПОДАЧІ ВОДНЕВМІСНОГО І ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ В КАМЕРУ ЗГОРАННЯ	59
3.1 Дослідження впливу підвищенні тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля.....	59
3.2 Дослідження робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки	78
3.3 Визначення ефективності від використанні газу Брауна в якості присадки	82
3.4 Висновки до розділу 3	83

ВИСНОВКИ.....	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	87
ДОДАТКИ.....	92
ДОДАТОК А (ОБОВ’ЯЗКОВИЙ) ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	93
ДОДАТОК Б. ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ	115



ВСТУП

Актуальність теми. За оцінками Європейського Союзу, на період 2025 - 2040 років, дизельне паливо й надалі залишатиметься одним із основних джерел енергії для важких вантажівок, тягачів, автобусів, будівельної та сільськогосподарської техніки. Водночас, відповідно до посилення екологічних вимог, виникає потреба у збільшенні літрової потужності транспортних двигунів, що зумовлює необхідність пошуку подальших шляхів покращення показників їх робочих процесів. Це включає в себе використання багаторазового вприскування палива, рециркуляцію та нейтралізацію вихлопних газів, а також фільтрацію дрібних частинок.

Подальші напрями удосконалення робочих процесів – зменшення частки вуглецю в молекулярному складі палива та зменшення кількості викидів CO₂ при їх виробництві; використання газоподібного палива та енергоносіїв, отриманих з відновлюваних ресурсів.

Тому дослідження можливостей зниження токсичності відпрацьованих газів дизеля шляхом використання палива, що не містить карбону є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р.; розпорядження Кабінету Міністрів України з виконання Програми діяльності Кабінету Міністрів України та Стратегії сталого розвитку «Україна-2030» № 722/2019. від 30.09.2019.

Мета і завдання роботи. Метою дослідження є покращення екологічних та енергоекономічних показників робочого процесу дизеля шляхом застосування водневмісного палива на базі товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“».

Для досягнення цієї мети визначені наступні завдання:

- провести аналіз впливу водневмісного палива на показники роботи дизеля при його подачі разом із дизельним паливом;
- проаналізувати вплив підвищення тиску в паливному акумуляторі та тривалості керуючого імпульсу на форму характеристики впорскування електрогідравлічної форсунки;
- провести розрахункові дослідження і розробити рекомендації щодо формування робочого процесу дизеля при спільній подачі водневмісного та дизельного палива з підвищенням тиску в паливному акумуляторі.

Об'єкт дослідження – протікання робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки.

Предмет дослідження – екологічні та енергоекономічні показники робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки.

Новизна одержаних результатів.

Проаналізовано взаємний вплив високих тисків наддуву (до 0,45 МПа) та впорскування (до 300 МПа) на показники робочого процесу дизеля залежно від геометричних параметрів його камери згоряння, швидкісних і навантажувальних режимів роботи.

Рекомендації щодо формування робочого процесу дизеля при спільній подачі водневмісного та дизельного палива з підвищенням тиску в паливному акумуляторі.

Проведено аналіз впливу водневмісного палива на показники роботи дизеля при спільній подачі з дизельним паливом.

Апробація результатів роботи. Частина результатів роботи доповідались та обговорювались на Всеукраїнській науково-практичній Інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (Вінниця: ВНТУ, 2024).

Публікації. Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в одній публікації [1].

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ БІОТОПЛИВ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

1.1 Характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“»

Товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“» - найбільша будівельна компанія України. Була зареєстрована 01.12.2015 року за адресою м. Вінниця, вул. Праведників світу, 4.

До складу групи компаній Autostrada входить понад 50 виробництв, що забезпечують безперервність виробничих процесів. Здійснює капітальний ремонт, будівництво та експлуатаційне утримання доріг. Є асоційованим членом АЕСУ та найбільшої міжнародної організації у сфері будівельного консультування FIDIC.

Autostrada має сертифікат відповідності міжнародному стандарту ISO 9001, що підтверджує високий рівень сервісу, організованості внутрішніх бізнес-процесів, раціональне використання ресурсів, високу мотивацію і залученість персоналу.

У передвоєнному 2021 році Autostrada здійснювала будівництво 70 об'єктів одночасно. Ми відремонтували понад 800 кілометрів доріг. Зокрема, за 80 днів збудували дорогу Немирів - Ямпіль протяжністю 125 км з проведенням робіт з поширення дорожнього покриття. Станом на сьогодні відремонтовано понад 2 000 км доріг.

Завдяки власним мобільним асфальтобетонним заводам та пересувним лабораторіям є можливість запускати роботи на новому об'єкті у стислі терміни.

Автопарк підприємства укомплектовано кращими зразками новітньої техніки від провідних світових виробників. Власний парк Autostrada укомплектований технікою від провідних світових виробників – WIRTGEN,

VÖGELE, HAMM, JCB, Doosan, MAN, CAT, SEM, BAUER та налічує понад 3000 одиниць, зокрема автобетонозмішувач MERCEDES-BENZ AROCS 3240B (рис. 1.1 а), маніпулятор спеціалізований вантажний бортовий (з краном-маніпулятором) MAN ТК ТКМ/ТКМ511 TGS-KM-47524 (рис. 1.1 б), автобетонозмішувач MAN TGS 41.400 (рис. 1.1 в), автобетонозмішувач MAN TGS 35.360 (рис. 1.1 г), автобетонозмішувач MERCEDES-BENZ (рис. 1.1 д), Маніпулятор вантажний бортовий СТС РК 23500 (рис. 1.1 е), автобетонозмішувач Volvo FM (рис. 1.1 є), автобетонозмішувач SCANIA P380 B8X4HZ (рис. 1.1 ж), маніпулятор вантажний бортовий RENAULT BAP3 PY 3238 (рис. 1.1 з), автокран LIEBHERR LTM 1100-5.2 (рис. 1.1 і) і т.д.



а



б



в



г

Рисунок 1.1 – Парк ТОВ «Група компаній „Автострада“»



Д



е



є



Ж



З



і

Продовження Рисунку 1.1

1.2 Аналіз використання біопалив в дизелях

Біопаливо — це енергоносії, отримані з біомаси, включаючи сировину та продукти її переробки.

Основними джерелами сировини для виробництва біопалива є відходи деревообробної промисловості, сільськогосподарські культури, тваринні жири та відходи людської діяльності.

Високооктанові спирти (етанол, метанол, бутанол) для використання в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) вважаються продуктами переробки деревини та зерна. Біодизельне паливо виробляється з нафти (продукти переробки зерна) і тваринних жирів і характеризується високою в'язкістю і цетановим числом, що робить його придатним для використання в двигунах із запалюванням від стиснення.

Бутанол і природний газ містять переважно метан і виробляються в основному з людських відходів.

Використання біопалива має багато переваг перед використанням традиційного палива, отриманого з видобутої вуглеводневої сировини, основні з яких:

- рідкі та газоподібні біопалива характеризуються строго визначеними хімічними формулами і більш високою стабільністю фізико-хімічних властивостей, що сприяє адаптації технологічних працівників двигунів внутрішнього згоряння та реалізації специфічних екологічних вимог;
- спалювання біопалива продукує менше парникових газів;
- використання відновлюваних ресурсів зменшує споживання відновлюваних вуглеводневих палив і забезпечує більш ефективне їх використання в поєднанні з біопаливом;

- використання продуктів людської життєдіяльності як спосіб впровадження політики енергозбереження, зменшення забруднення навколишнього середовища відходами та зменшення кількості звалищ і сміттєспалювальних заводів.

Розповсюдження біопалив пов'язане з вирішенням низки завдань, серед яких:

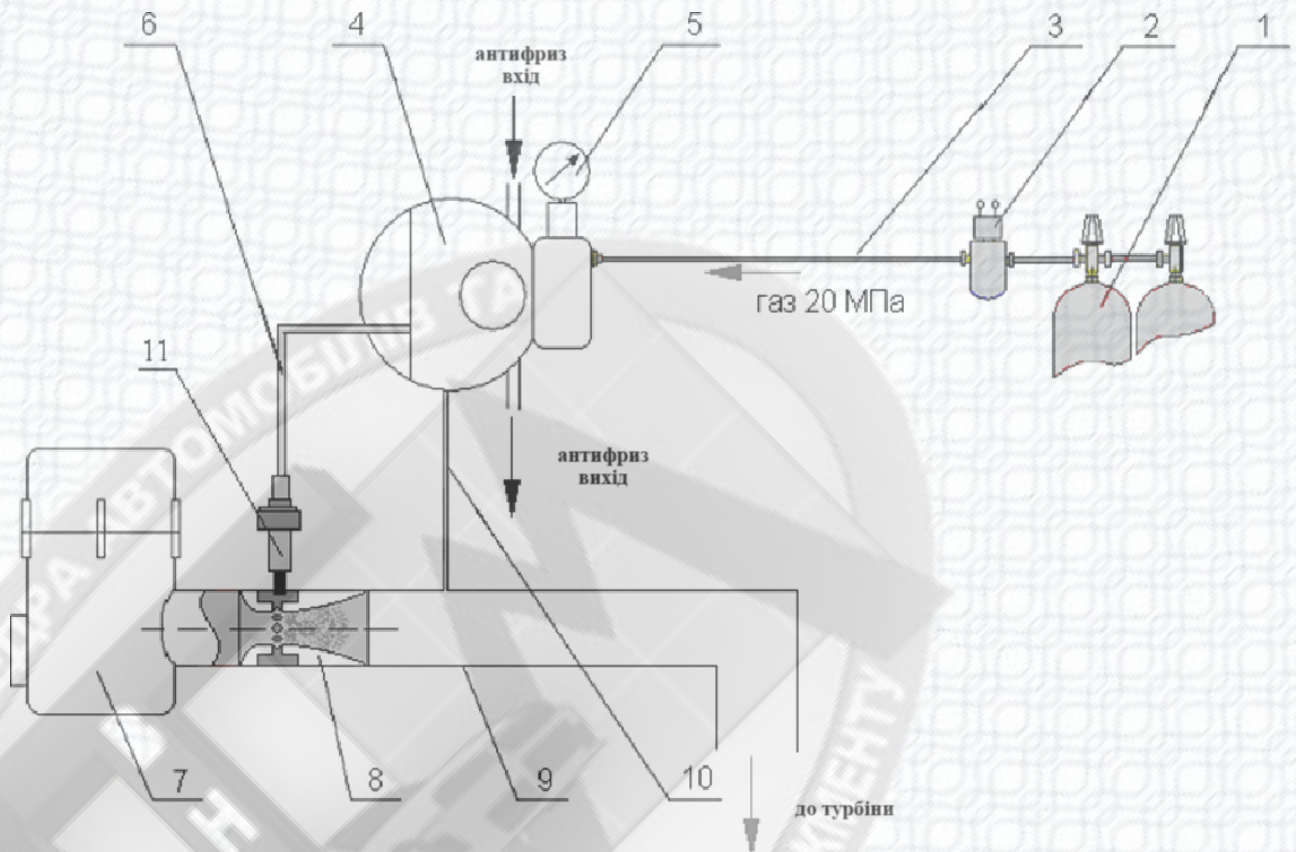
- розробка способів застосування біопалив в ДВЗ, в тому числі у вигляді суміші з традиційними паливами;
- дослідження робочих процесів в середині двигуна, працюючого на біопаливі, і їх паливних систем;
- зниження вартості виробництва, висока величина якої визначається, на сьогоднішній день, відсутністю великомасштабного виробництва через низький початковий рівень попиту;

Способи застосування газових біопалив

Використання газового біопалива в ДВЗ можливо такими основними способами:

- встановлення трубки Вентурі у впускний колектор;
- подача газу системою розподіленого впорскування у впускний колектор ДВЗ;
- безпосереднім впорскуванням газу в циліндри двигуна.

Використання трубки Вентурі (рис 1.2) – найпростіший метод подачі газового палива у впускний колектор ДВЗ [3].



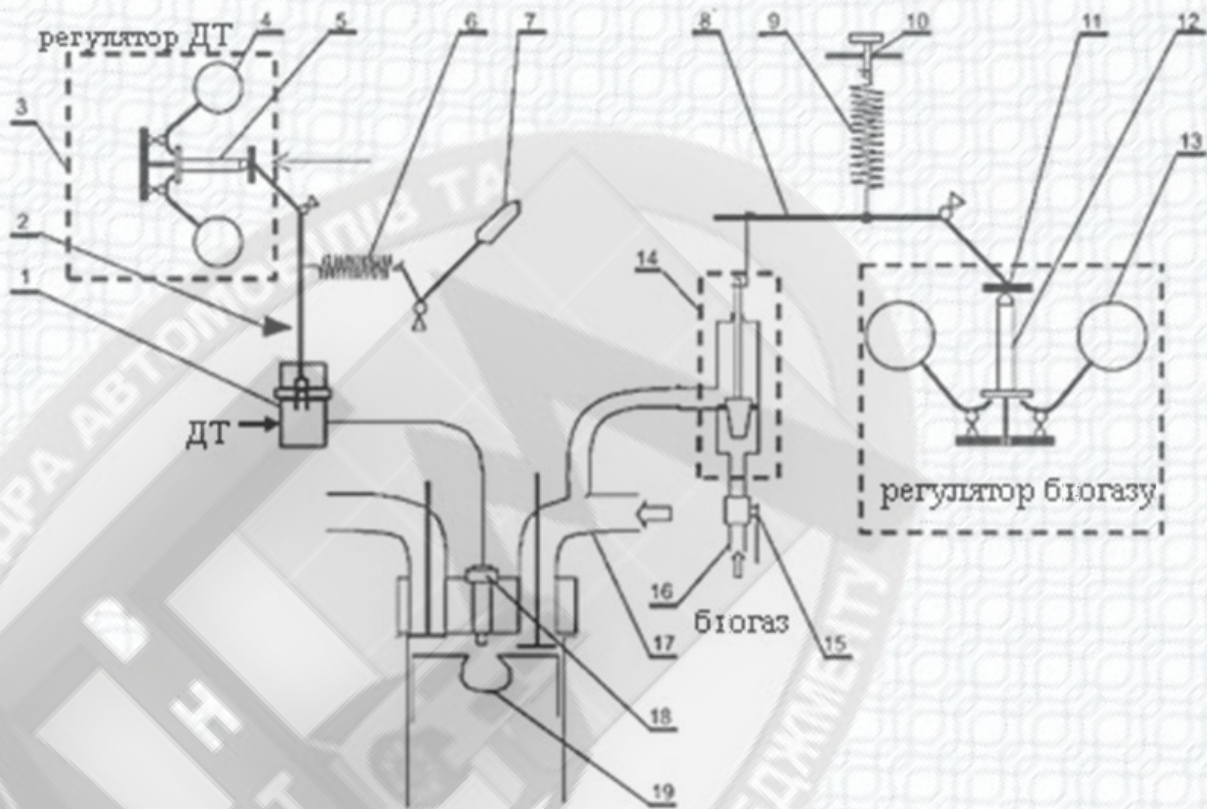
- 1 – газові балони високого тиску; 2 – електромагнітний клапан;
 3 – газова магістраль високого тиску; 4 – триступінчастий редуктор;
 5 – манометр; 6 – трубопровід підведення газу до дозаторів;
 7 – повітряний фільтр; 8 –газоповітряний змішувач; 9 – впускний трубопровід;
 10 - трубка дренажу газу; 11 – електрокерований дозатор газу.

Рисунок 1.2 – Схема системи подачі газу із застосуванням змішувача на основі трубки Вентурі

Завдяки розрідженню повітряного потоку при проходженні через вузьку секцію 8 (принцип впорскування) в повітряний потік подається газоподібне паливо. У цьому випадку витрата газу визначається витратою газу.

Недоліком цього методу є низька точність вимірювання газу та зміна об'єму газу в перехідному режимі через інерційність газового потоку.

У роботі [3] запропоновано схему механічного регулятора для керування потоком біогазу як альтернативу трубці Вентурі (рис. 1.2).



- 1 – паливний насос високого тиску; 2 – рейка паливного насоса; 3 – регулятор подачі дизельного палива; 4, 13 – вантажі; 5, 12 – муфта; 6, 9 – пружина; 7 – важіль управління; 8 – рейка для керування подачею біогазу; 10 – регулювальний гвинт попередньої затяжки пружини; 11 – позиційна пластина; 14 – клапан подачі біогазу; 15 – кран; 16 – паливопровід подачі біогазу; 17 – впускний трубопровід; 18 – форсунка для подачі дизельного палива; 19 – камера згоряння

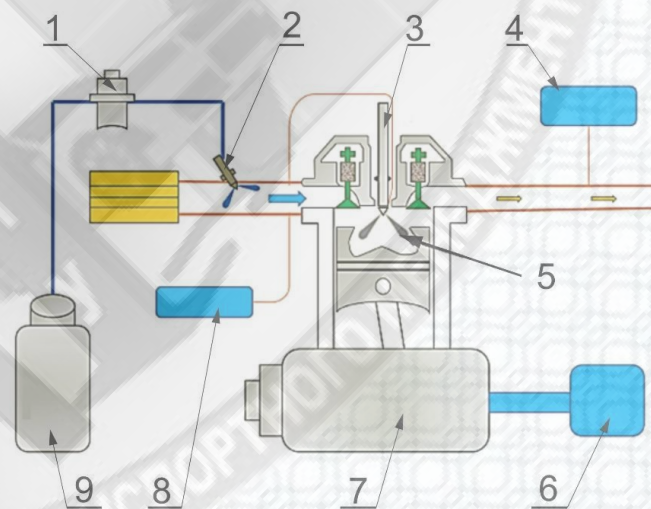
Рисунок 1.3 – Схема керування кількістю запальної порції дизельного палива і цикловою подачею біогазу застосуванням механічних регуляторів

Його принцип роботи схожий на регулятор, який контролює циркуляційну подачу. Q_c для секції запалювання дизеля. При цьому останній підтримує Q_c ,

енергоємність якого дорівнює 10...15% загального тепла, яке теоретично може виділитися при повному згорянні газу і горючого дизеля.

У системах з електронним управлінням подачею газу у впускний трубопровід здійснюється за допомогою електромагнітних форсунок. Газоповітряна суміш потрапляє в циліндри, де її згоряння викликане займанням від стиснення запальної порції палива з високим цетановим числом. Запальна порція впорскується безпосередньо в камеру згоряння перед досягненням поршнем верхньої мертвої точки (ВМТ) [4, 5].

У таких двигунах, окрім штатної дизельної паливної системи (ПС), встановлюється додаткова система подачі газового палива, як зображено на рис. 1.3.

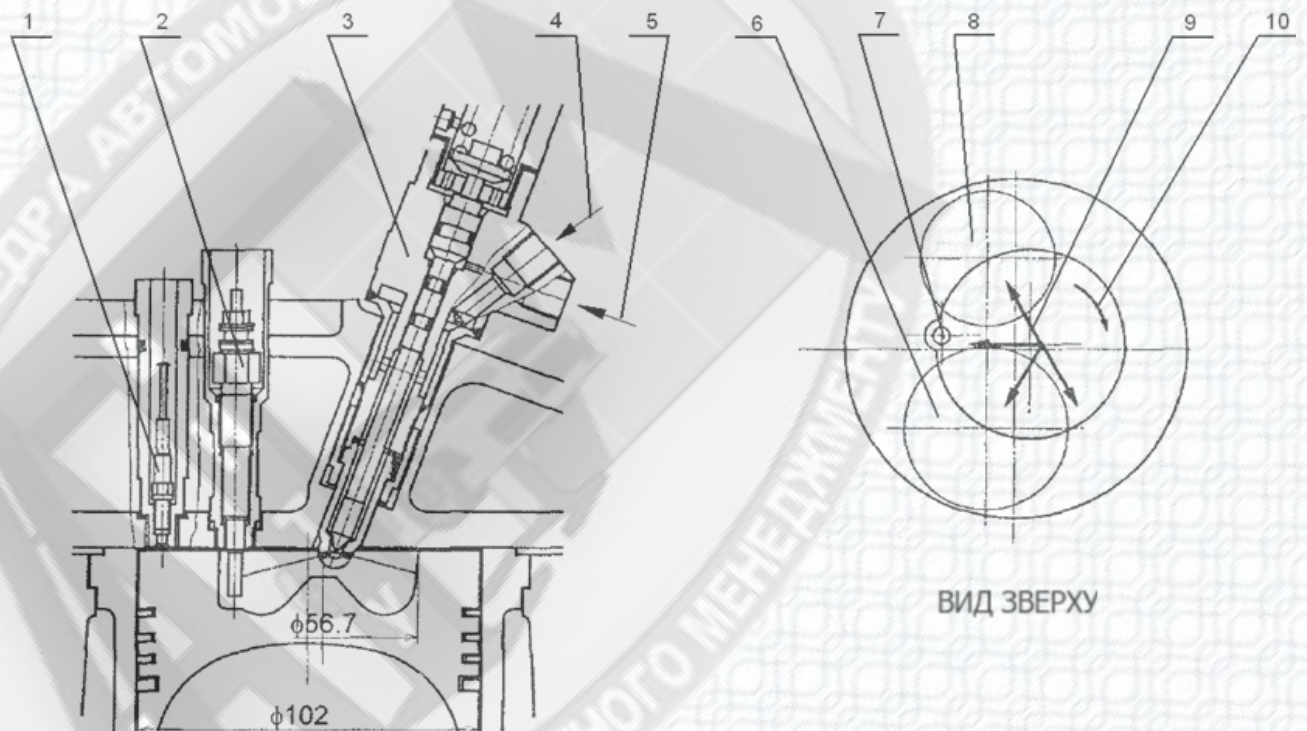


- 1 – регулятор тиску; 2 – форсунка для подачі газу;
 3 – форсунка для впорскування дизельного палива; 4 – газоаналізатор;
 5 – струмін дизельного палива, що впорскується; 6 – гальмівна установка;
 7 – дизель; 8 – паливний насос високого тиску; 9 – балон з природним газом

Рисунок 1.3 – Принципова схема подвійної паливної системи для подачі стисненого природного газу

Наведений спосіб є найбільш поширеним. Оскільки конструкція та технологія виготовлення газобалонного обладнання є добре відпрацьованими та

широко використовуються в усьому світі [4, 5], впровадження такого способу подачі газового палива не потребує значних модифікацій конструкції двигуна. Залежно від вартості системи подачі газу та необхідних екологічних характеристик двигуна замість системи розподіленого впорскування може застосовуватися система безпосереднього впорскування. (рис. 1.4).



- 1 – датчик тиску; 2 – свічка розжарювання; 3 – форсунка;
 4 – підведення природного газу; 5 – підведення рідини для
 гідроприводу форсунки; 6 – випускний клапан; 7 – свічка розжарювання;
 8 – впускний клапан; 9 – газові струмені; 10 – напрямок повітряного вихору

Рисунок 1.4 – Двигун з безпосереднім упорскуванням природного газу та займанням від свічки розжарювання:

У дизельних паливних системах (ПС) при роботі в режимі газодизельного процесу відбувається зменшення циклової подачі дизельного палива (Q_u). Однак надмірне скорочення Q_u без змін конструкції форсунок і їх розпилювачів може призводити до перегріву і коксування палива в каналах на високонавантажених

режимах. Це спричиняється недостатнім охолодженням елементів системи через зменшення кількості палива. Крім того, великі геометричні розміри отворів розпилювачів, оптимізованих для великих об'ємів дизельного палива, можуть знижувати точність регулювання Q_u при малих подачах запальної порції палива.

Застосування газодизельного процесу забезпечує стабільну роботу двигуна навіть при великому коефіцієнті надлишку повітря ($\alpha > 1,2$) і нерівномірному розподілі палива в камері згоряння (КЗ). У певних зонах КЗ присутня лише газоповітряна суміш і залишкові гази, тоді як в інших додається дизельне паливо у вигляді струменів, що виходять з отворів розпилювача. При цьому мінімальне значення Q_u обмежується необхідною кількістю для стабільного займання суміші від стиснення.

Найточнішим методом дозування газового палива є його безпосереднє впорскування в циліндр [6]. Цей підхід усуває вплив хвильових явищ у впускному трубопроводі, а також виключає витік газу через випускні клапани під час перекриття клапанів при продувці циліндра.

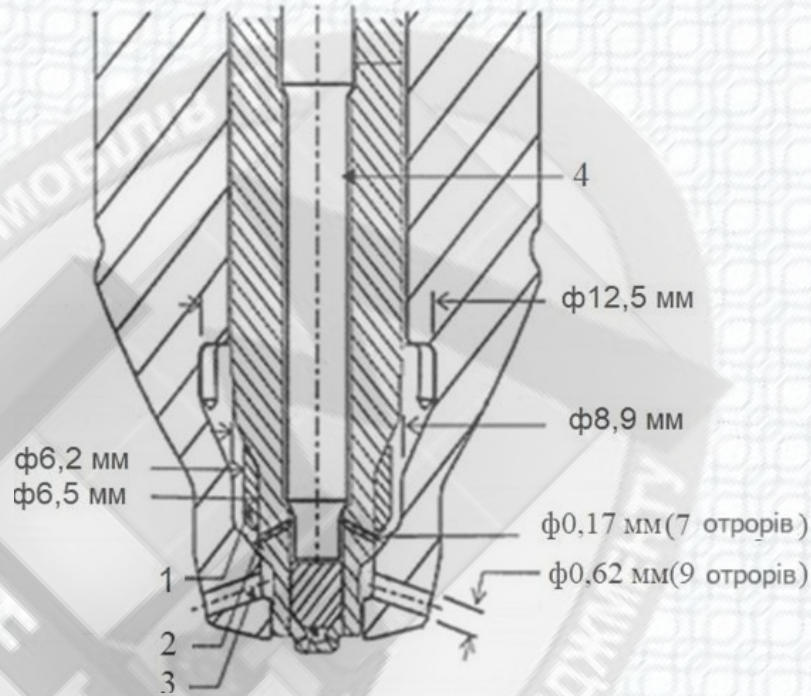
Способи займання газу:

Від свічки розжарювання: Забезпечує стабільне займання і мінімізує ризик різкого зростання тиску в КЗ. Наприклад, розробка Кіотського університету спільно з «Osaka Gas» (рис. 1.4) демонструє використання керамічної свічки розжарювання в модифікованій головці циліндра. Газ подається під тиском 8 МПа через форсунку з чотирма отворами діаметром 1,2 мм. Недоліком цього методу є низька довговічність свічок через високі температури їхньої робочої поверхні (1200–1600 К), що обмежує їхнє застосування в сучасних двигунах.

Від запальної порції дизельного палива: Часто застосовується завдяки більшій надійності.

У випадку безпосереднього впорскування газу конструкція може передбачати розміщення двох форсунок (газової та дизельної) в головці циліндра. Однак це складно для сучасних високофорсованих двигунів із чотириклапанними головками і розвиненою системою охолодження.

Альтернативою є форсунка з двома каналами, яка подає як газ, так і дизельне паливо, що знижує складність конструкції (рис. 1.5).



1 - втулка; 2 – отвір подачі дизельного палива;
3 - отвір подачі газу; 4 – голка форсунки

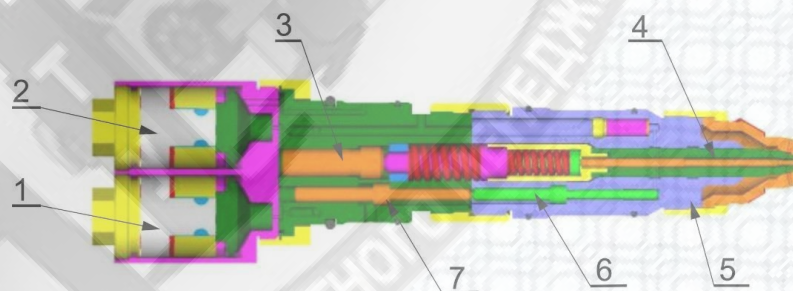
Рисунок 1.5 – Форсунка з двома каналами для подачі біогазу та дизельного палива

Діаметр корпусу двопаливної форсунки, яка використовується для впорскування газу і дизельного палива, перевищує розміри стандартної дизельної форсунки, що вимагає розточування каналу в головці циліндра базового дизеля. Проте це рішення є менш трудомістким і потребує менших конструктивних змін у порівнянні з встановленням окремих газової та дизельної форсунок. Так само, як і у випадку системи розподіленого впорскування (рис 1.3), використання двопаливної форсунки передбачає необхідність встановлення двох паливних систем на транспортному засобі — для подачі газу та дизельного палива.

Другою важливою особливістю двопаливної форсунки є рознесення в часі подачі газового і дизельного палива. Біогаз впорскується з випередженням на початку процесу стиснення, що забезпечує достатній час для утворення гомогенної газоповітряної суміші. Дизельне паливо впорскується ближче до кінця такту стискання, забезпечуючи ініціацію займання газоповітряної суміші.

Це рознесення сприяє покращенню ефективності згоряння і дозволяє мінімізувати екологічні викиди за умови правильного налаштування системи впорскування.

На рис. 1.6 наведена електрогідравлічна форсунка, розроблена фірмою «West port Innovations » (США) спільно з «University of British Columbia» для ПС впорскування стисненого природного газу в камеру згорання [12, 13].



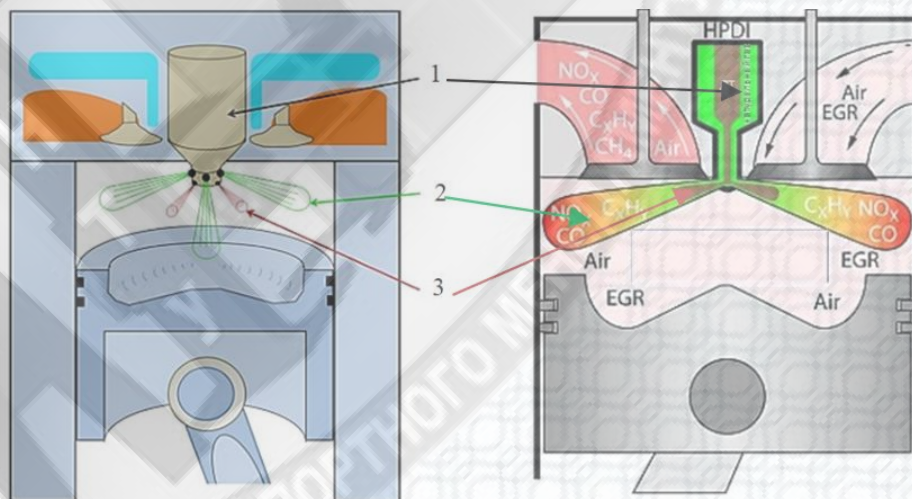
- 1 – електромагнітний клапан для управління упорскуванням природного газу;
- 2 – електромагнітний клапан для управління упорскуванням дизельного палива;
- 3 – мультиплікатор голки для подачі дизельного палива; 4 – голка форсунки для подачі дизельного палива; 5 – форсунка; 6 – голка форсунки для подачі природного газу; 7 - мультиплікатор голки для подачі природного газу

Рисунок 1.6 – Електрогідравлічна форсунка для впорскування запальний дози дизельного палива і природного газу з двома електромагнітними клапанами

Кріогенний насос у системі паливоподачі активується гідравлічно за допомогою мастила, яке подається масляним насосом. Скраплений природний газ перед подачею в циліндри двигуна проходить нагрівання, фільтрацію та акумулятор високого тиску, оснащений редукційним клапаном, після чого

надходить у газоподібному стані. Потужність, необхідна для приводу цієї системи, за оцінками її розробників, наближена до витрат сучасних дизельних акумуляторних паливних систем.

Ці рішення особливо ефективні для роботи зі стисненим природним газом, який зберігається при тиску 20 МПа. Водночас значного поширення набув скраплений нафтовий газ, який зберігається у рідкій фазі за тиску 0,6–0,8 МПа. Завдяки високій теплоті згоряння і великому октановому числу скраплений нафтовий газ є ідеальним паливом для двигунів з іскровим запаленням. Крім того, його можна застосовувати і в дизельних двигунах, забезпечуючи займання від запальної порції дизельного палива, як це показано на рис. 1.7.



1 – форсунка; 2 – природний газ; 3 – дизельне паливо

Рисунок 1.7 – Робочий процес дизеля при одночасній подачі зрідженого нафтового газу та дизельного палива

Зріджений нафтовий газ, подібно до природного, може подаватися як безпосередньо в циліндр, так і у впускний трубопровід. Відмінною особливістю диметилового ефіру є його високе цетанове число (більше 55), що забезпечує samozаймання у дизельних двигунах. Сировинна база для ДМЕ є досить розвиненою, оскільки його отримують із природного газу, вугілля та біомаси.

Через нижчу теплоту згорання порівняно з дизельним паливом застосування ДМЕ вимагає збільшення прохідних перерізів розпилювачів і продуктивності паливного насоса високого тиску. Для уникнення небажаного випаровування ДМЕ у паливну систему додається система охолодження. Низька в'язкість цього палива знижує його змащувальні властивості, що вимагає використання спеціальних присадок, а також виготовлення елементів системи з матеріалів із підвищеною зносостійкістю та збільшеною шорсткістю поверхонь.

З огляду на відмінності у властивостях ДМЕ порівняно з дизельним паливом, удосконалення або проектування дизельних двигунів для його використання потребує встановлення додаткових елементів паливної системи. Зокрема, необхідно додати балони для зберігання, аналогічні тим, що застосовуються для скрапленого нафтового газу, газовий редуктор, а також клапани для перемикання між подачею дизельного палива під час запуску та зупинки двигуна і ДМЕ для роботи на основних режимах.

Низька в'язкість диметилового ефіру (ДМЕ) знижує його змащувальні властивості, що потребує застосування спеціальних присадок для поліпшення цих характеристик. Окрім цього, елементи паливної системи необхідно виготовляти з матеріалів, які враховують специфіку ДМЕ, а також збільшувати шорсткість поверхонь деталей для підвищення їх зносостійкості [7].

Через суттєві відмінності у властивостях ДМЕ порівняно з дизельним паливом удосконалення або проектування дизельних двигунів для його використання потребує встановлення додаткових елементів паливної системи. Зокрема, до конструкції слід включити балони для зберігання ДМЕ, подібні до тих, що застосовуються для зрідженого нафтового газу, газовий редуктор для регулювання подачі палива, а також клапани для перемикання між дизельним паливом (при запуску та зупинці двигуна) і ДМЕ (для роботи на основних режимах).

Застосовують два методу подачі ДМЕ:

- дизельне паливо подається в камеру згорання, а ДМЕ впорскування

у впускний трубопровід;

- впорскування безпосередньо в КЗ.

Робота дизелів на ДМЕ покращує їх екологічні показники. При цьому можливо підвищення ефективності дизеля та зниження його ефективної потужності, як показано на рис. 1.8 [8].

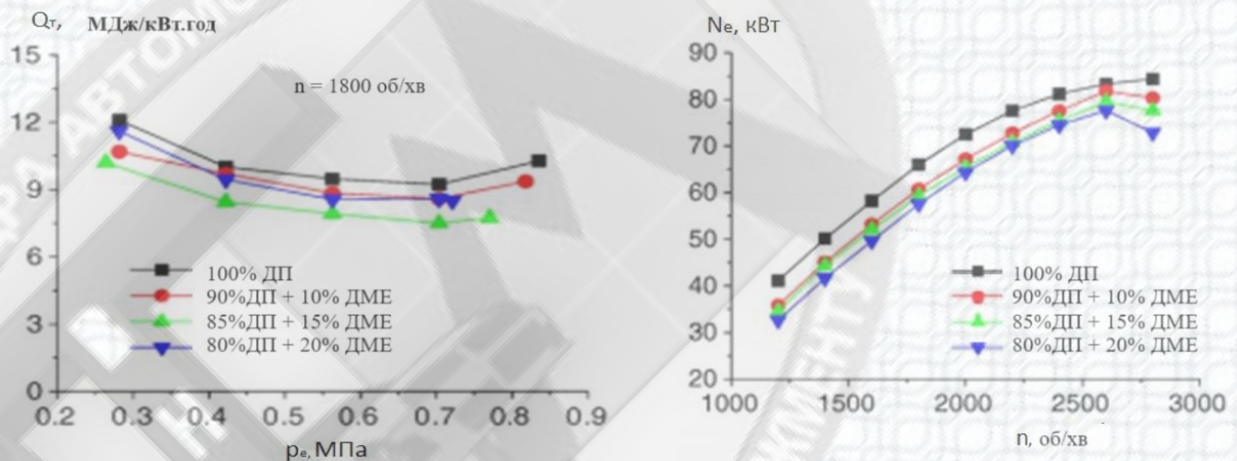


Рисунок 1.8 – Показники роботи двигуна при одночасній подачі ДМЕ та дизельного палива до камери згоряння

У роботі [8] представлено результати випробувань дизельного двигуна, в якому подавали диметилевий ефір (ДМЕ) у впускний трубопровід, а дизельне паливо – у камеру згоряння. Відзначено покращення теплової ефективності та зниження токсичних компонентів у вихлопних газах. Витрата дизельного палива зменшилася на 22,4%.

Подальше зниження впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище може бути досягнуто за рахунок рециркуляції відпрацьованих газів (РВГ). Використання РВГ дозволяє знизити максимальний тиск і середню температуру в циліндрі, хоча це призводить до зростання витрати палива. Зі збільшенням ступеня рециркуляції суттєво скорочується утворення оксидів азоту (NO_x), але зростає димність і вміст продуктів неповного згоряння у вихлопі, таких як вуглеводні (CH) і оксид вуглецю (CO) /

Діетиловий ефір (ДЕЕ), подібний до ДМЕ за властивостями, але перебуває у рідкому стані за нормальних умов [10]. Його отримують дегідратацією етанолу.

На відміну від традиційного викопного палива, водень (H_2) є екологічно чистим енергоносієм і може вироблятися з води, запаси якої практично невичерпні. Водень використовується як єдине паливо для двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням [11] або як додаткове паливо для бензинових і дизельних двигунів. Найкращі результати роботи ДВЗ досягаються при використанні водню як доповнення до основного палива.

Подібно до природного газу, водень можна впорскувати у впускний трубопровід перед впускним клапаном або подавати безпосередньо в циліндр. Запалювання H_2 може здійснюватися:

- запалення паливо-повітряної суміші іскрою (для водню, що впорскується у впускний трубопровід);;
- запальною порцією дизельного палива;
- від стискання або свічки розжарювання при прямому впорскуванні в камеру згоряння.

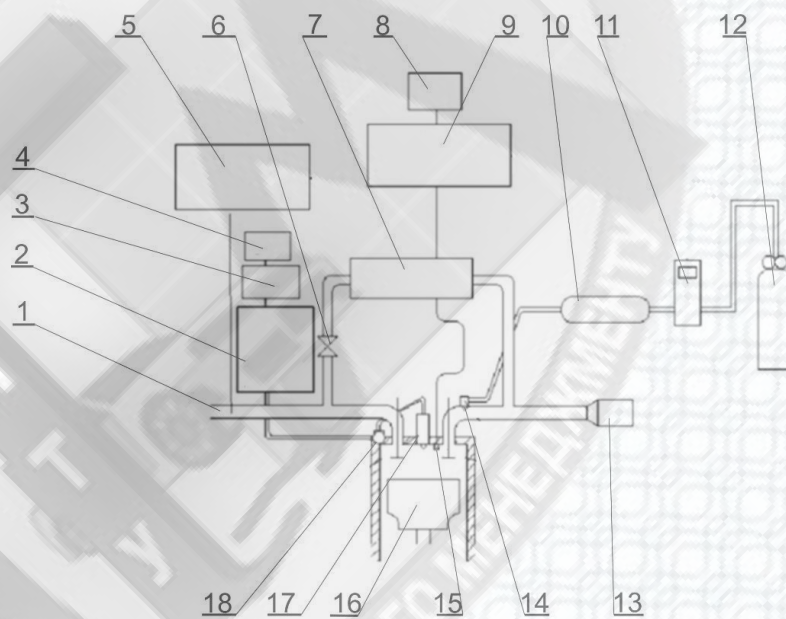
Найпростіший спосіб використання водню – його впорскування у впускний трубопровід із займанням від іскри. Для цього потрібно замінити штатну систему подачі бензину на систему подачі H_2 . Проте цей підхід має значні недоліки, що знижують індикаторний ККД двигуна:

- порушення згоряння через калійне запалення, детонацію або займання у випускній системі через низьку енергію активації водню;
- зменшення наповнення циліндра через малу густину H_2 , що впливає на потужність двигуна.

У роботі [12] досліджено процес займання водню за допомогою запальної порції дизельного палива, хоча експеримент проводили з використанням зрідженого нафтового газу як замінника водню. Схема подачі H_2 у впускний трубопровід дизеля представлена на рис. 1.9.

Швидкість заміщення дизельного палива воднем зазвичай обмежується через надмірно швидке зростання тиску в циліндрі. Крім того, при високій концентрації водню спостерігається тенденція до його передчасного займання.

У більшості досліджень заміщення дизельного палива воднем обмежувалося до 30–40% (за енергетичним еквівалентом) при низьких і середніх навантаженнях та 6–25% при високих навантаженнях.



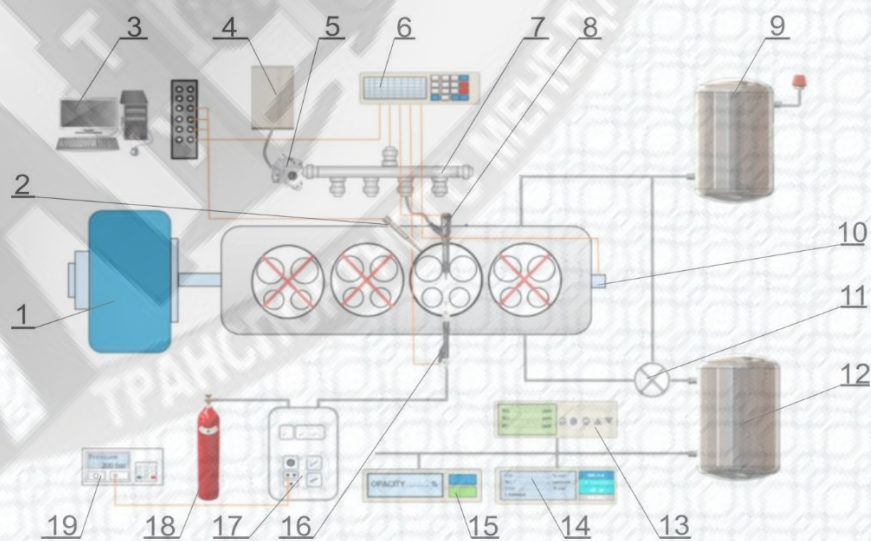
- 1 – випускний трубопровід; 2 – паливний насос високого тиску;
 3 – електронний блок керування; 4 – керуючий комп'ютер; 5 – газоаналізатор;
 6 – клапан рециркуляція відпрацьованих газів; 7 – охолоджувач
 рециркульованих газів; 8 – комп'ютер для реєстрації внутрішньоциліндрових
 процесів; 9 – система збору та аналізу даних; 10 – розширювальний бак;
 11 – регулятор масового витрати водню; 12 – балон із воднем; 13 – впускний
 трубопровід; 14 – газова форсунка; 15 – датчик тиску;
 16 – поршень; 17 – форсунка для подачі дизельного палива; 18 – акумуляторна
 паливна система

Рисунок 1.9 – Схема подачі водню у впускний трубопровід дизеля

Дослідники зазначають, що використання водню, який запалюється від запальної порції дизельного палива, не дозволяє суттєво зменшити викиди CO і твердих частинок, хоча вміст діоксиду вуглецю (CO_2) знижується пропорційно до кількості заміщеного дизельного палива. Водночас при заміщенні близько 46% дизельного палива воднем вдалося зменшити викиди CO та димність більш ніж на 50% порівняно з традиційним режимом роботи дизеля [13].

Однією з ключових переваг запалення водню від запальної порції дизельного палива є можливість регулювання її кількості залежно від режиму роботи двигуна для досягнення оптимальних економічних і екологічних характеристик.

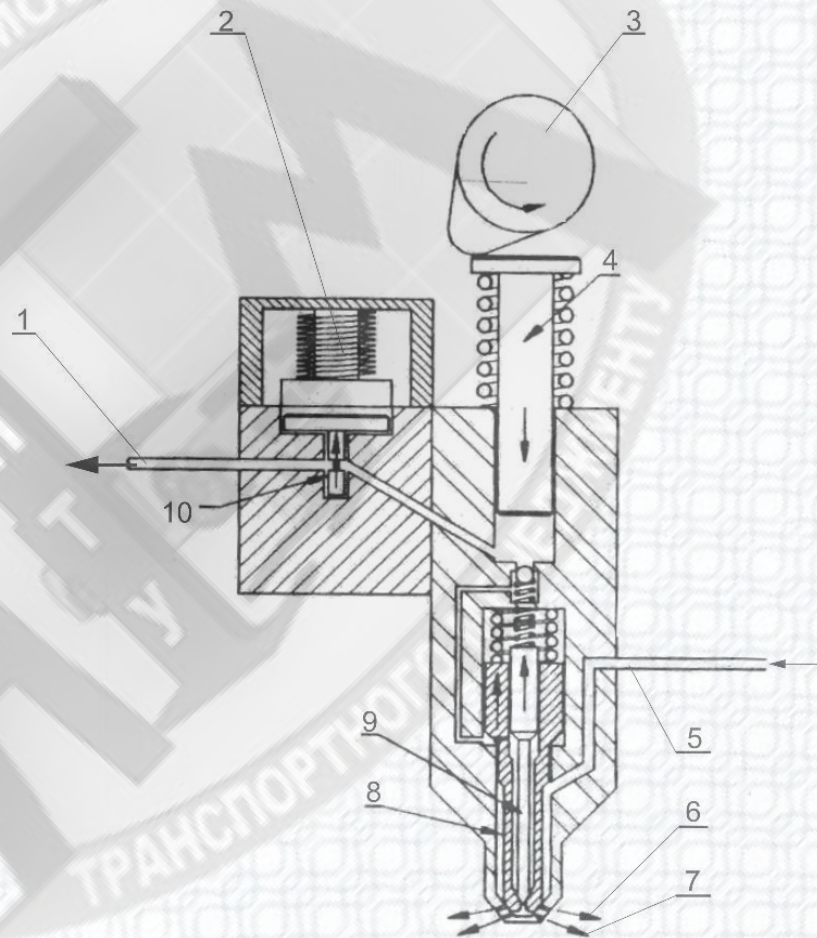
Крім подачі водню у впускний трубопровід при запалюванні від дизельного палива, у роботі [10] розглядається також його впорскування безпосередньо в циліндр через окрему форсунку (рис. 1.10).



1 – гальмівна установка; 2 – датчик тиску; 3 – система збору даних; 4 – бак з дизельним паливом; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – система керування двигуном; 7 – паливний акумулятор; 8 – електрогідравлічна форсунка для подачі дизельного палива; 9 – приймальний розширювальний бак; 10 – енкадер; 11 – клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 12 – бак для збирання відпрацьованих газів; 13 – аналізатор NO_x ; 14 – аналізатор CH та CO ; 15 – димомір; 16 – форсунка для подачі водню; 17 – підкачуючий насос подачі водню; 18 – балон із воднем; 19 – система управління подачею водню

Рисунок 1.10 – Схема установки для дослідження впорскування дизельного палива і водню в камеру згоряння двигуна з займанням від стиснення

Водень та дизельне паливо можна впорскувати в КЗ за допомогою загальної насос-форсунки [10]. Конструкція воднево -дизельної насос-форсунки наведена на рис. 1.11.



- 1 – лінія зливу дизельного палива; 2 – електромагніт; 3 – кулачковий вал;
 4 – плунжер; 5 – лінія подачі водню; 6 – водневий паливний струмінь;
 7 – дизельний паливний струмінь; 8 – голка для подачі водню; 9 – голка для
 подачі дизельного палива; 10 - Керуючий клапан

Рисунок 1.11 – Конструкція воднево-дизельної насос-форсунки

Використання насос-форсунки дозволяє подавати невелику порцію дизельного палива перед упорскуванням газу в камеру згоряння. Це створює високотемпературне середовище, необхідне для займання газового палива та забезпечення дифузійного згоряння в двигуні із займанням від стиснення. Такий підхід зменшує ризик детонації паливної суміші, дозволяючи збільшити ступінь стиснення двигуна й підвищити його індикаторний ККД до рівня сучасних дизельних двигунів.

Для займання водню від стиснення використовується гомогенна паливоповітряна суміш. Висока дифузійна здатність водню сприяє швидшому формуванню гомогенної суміші порівняно з традиційними нафтовими паливами. Водневий двигун може працювати на дуже збіднених паливних сумішах, що зменшує утворення оксидів азоту (NO_x) при збереженні високого ККД [11].

Однак із підвищенням циклової подачі водню в циліндри двигуна збільшується вміст NO_x у вихлопних газах через подовження процесу згоряння та зростання максимальної температури циклу. Для впорскування водню наприкінці такту стиснення потрібен тиск понад 10 МПа для подолання високого тиску в циліндрі.

Дослідження [14] демонструють, що при високих навантаженнях впорскування водню безпосередньо в камеру згоряння під високим тиском (технологія HPDI) із оптимальними параметрами процесу може досягати ефективності, подібної до дизельних двигунів на нафтових паливах. Це можливо завдяки можливості керування тиском і тривалістю впорскування, кутом випередження впорскування, а також орієнтацією струменів палива, що забезпечує оптимальний розподіл у камері згоряння.

Головною проблемою використання водню залишається його висока температура самозаймання, яка потребує змін у конструкції дизельного двигуна, зокрема параметрів камери згоряння, або впровадження свічок розжарювання. У водневих дизелях такі свічки повинні працювати постійно. Дослідження [15]

вказують, що температура поверхні свічки розжарювання має становити від 1200 до 1400 K.

Зберігання водню потребує високого рівня безпеки, що збільшує вартість системи. Тому стають популярними дослідження щодо виробництва водню безпосередньо на борту транспортного засобу з водневмісних речовин.

Для отримання водню на борту пропонують використовувати теплову або електричну енергію, що генерується в автомобілі. Перспективними речовинами вважаються газ Брауна (NHO) та аміак (NH₃). Застосування аміаку приваблює завдяки його безвуглецевій структурі, безпеці зберігання і транспортування, високому вмісту водню та низькій вартості виробництва.

При підводі теплової енергії аміак розкладається на азот і водень:



Властивості аміаку при використанні в якості палива показані на рис. 1.12.



Storage – легко зберігати (скраплюється за низького тиску); Combustion – немає викидів вуглецю; H₂ carrier – висока гравіметрична густина H₂ (17,8%ваги); Reforming – низька каталітична температура чи відсутність каталітичного риформінгу; Costs - сезонна собівартість продукції

Рисунок 1.12 – Властивості аміаку як палива

Аміак випробовувався як паливо для двигунів із іскровим запаленням і дизельних двигунів. За результатами досліджень виявлено кілька недоліків NH_3 як моторного палива [16]:

- дуже висока температура самозаймання (924 K);
- низька швидкість поширення полум'я;
- висока теплота пароутворення;
- вузькі межі займання (16–25% за об'ємом у повітрі);
- корозійна дія на мідь, мідні сплави, нікель та пластмаси, що потребує уникнення використання цих матеріалів у двигунах, які працюють на NH_3 .

Через високу теплоту пароутворення та температуру самозаймання використання аміаку в дизельних двигунах ускладнене, оскільки погіршуються умови утворення суміші, а температура заряду NH_3 знижується.

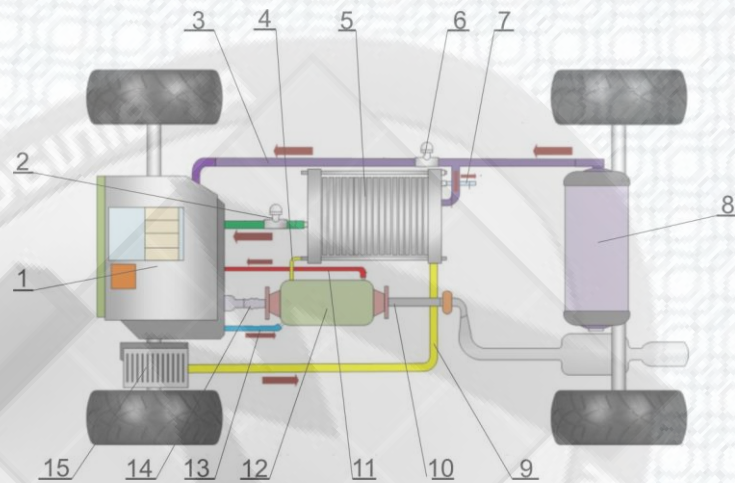
Однак звичайний двигун внутрішнього згоряння може працювати на аміаку без значних змін у конструкції, за винятком потреби встановлення балонів для NH_3 та системи його подачі.

У більшості експериментальних досліджень аміак впорскувався у впускний трубопровід. Як і у випадку з воднем, подача NH_3 знижує наповнення циліндра повітрям, що негативно впливає на економічні та потужнісні характеристики двигуна.

Для мінімізації цих недоліків аміак подається в охолоджену рідкому стані разом із іншим альтернативним паливом [17]. Проте такі рішення не набули широкого застосування.

Впорскування рідкого аміаку підвищує наповнення циліндрів за рахунок охолодження заряду та підвищення його щільності, а також запобігає заміщенню повітря газовою фазою NH_3 . Водночас горіння аміаку суттєво залежить від вихрового руху заряду в камері згоряння (КЗ): надто мала швидкість вихору не впливає на процес горіння, а надто велика негативно позначається на ньому.

На рис. 1.13 представлено схему комбінованої системи, що включає ДВЗ, термоелектричний генератор (ТЕГ) і комірку з аміачним електролітом (АЕ).



1 – ДВЗ; 2 – регулятор тиску водню; 3 - лінія подачі аміаку в ДВЗ; 4 –подача струму від ТЕГ для АЕ; 5 – АЕ; 6 – регулятор тиску аміаку; 7 – випуск азоту; 8 – балон з рідким аміаком; 9 – подача струму для АЕ від акумулятора; 10 – випускна система автомобіля; 11 – вихід рідкого охолоджувача; 12 - ТЕГ; 13 –вхід рідкого охолоджувача; 14 - випускний колектор ДВЗ; 15 - акумулятор

Рисунок 1.13 - Схема комбінованої системи, що складається з двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), термоелектричного генератора (ТЕГ) та комірки з аміачним електролітом (АЕ)

1.3 Аналіз процесу впорскування палива залежно від параметрів системи живлення

Вплив тиску впорскування на параметри паливний струмені

Тиск упорскування палива є ключовим параметром, що визначає якість паливного струменя і безпосередньо впливає на процес згоряння у дизельному двигуні. Покращення дрібності розпилювання та контроль розподілу палива в об'ємі камери згоряння є критично важливими для підвищення потужності, економічності двигуна та зменшення його впливу на довкілля.

У дизельних двигунах збільшення тиску впорскування сприяє утворенню більш дрібних крапель палива, пришвидшує процес сумішоутворення та покращує якість паливоповітряної суміші.

За останні роки максимальний тиск систем упорскування зріс із 150 до 270 МПа. У майбутньому для акумуляторних паливних систем (АПС) прогнозується досягнення тиску на рівні 300–400 МПа [18]. Вивчення можливостей підвищення тиску впорскування викликає значний інтерес, оскільки це відкриває перспективи для покращення характеристик дизельних двигунів.

Досліджувані параметри паливного струменя, зокрема кут конуса розпилювання, а також співвідношення рідкої та газової фаз, зображені на рис. 1.14.

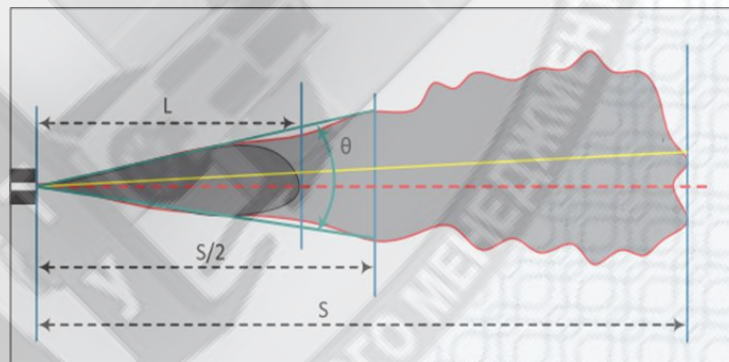


Рисунок 1.14 - Схема струмені палива, вприскується з розпилювача форсунки

Довжина струменя визначає площу зони окислення палива в камері згоряння (КЗ) і безпосередньо залежить від тиску впорскування палива та тиску в циліндрі.

Тао-Мін Цзя та його колеги [18] провели дослідження в діапазоні тисків подачі палива від 100 до 300 МПа за сталих температури та тиску в камері згоряння постійного об'єму. Вони встановили, що характеристики струменя палива при дуже високих тисках відрізняються від тих, що спостерігаються при порівняно низьких тисках.

Зі зростанням тиску довжина струменя впорскуваного палива L_t значно збільшується (рис.1.15). Експериментальні дані підтвердили, що фізико-

математична модель розвитку довжини струменя, запропонована Хіроясу та Араї [18], є найпридатнішою для таких умов порівняно з іншими моделями.

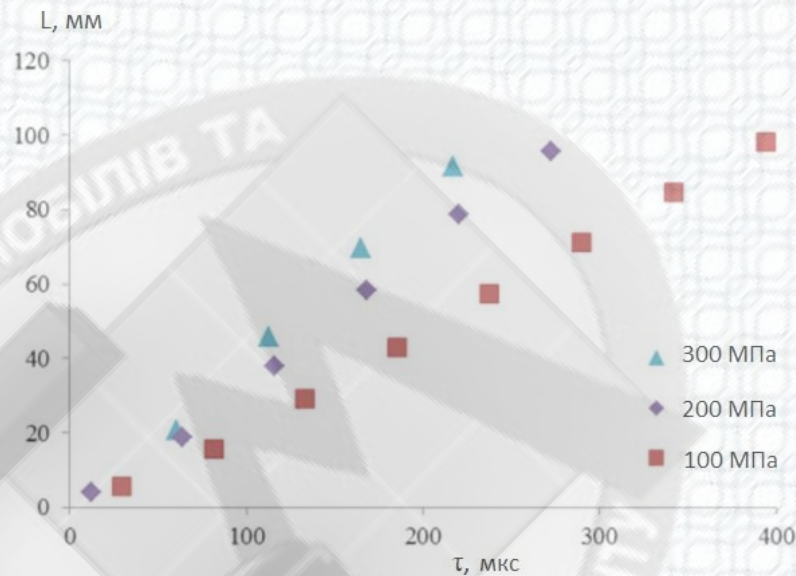


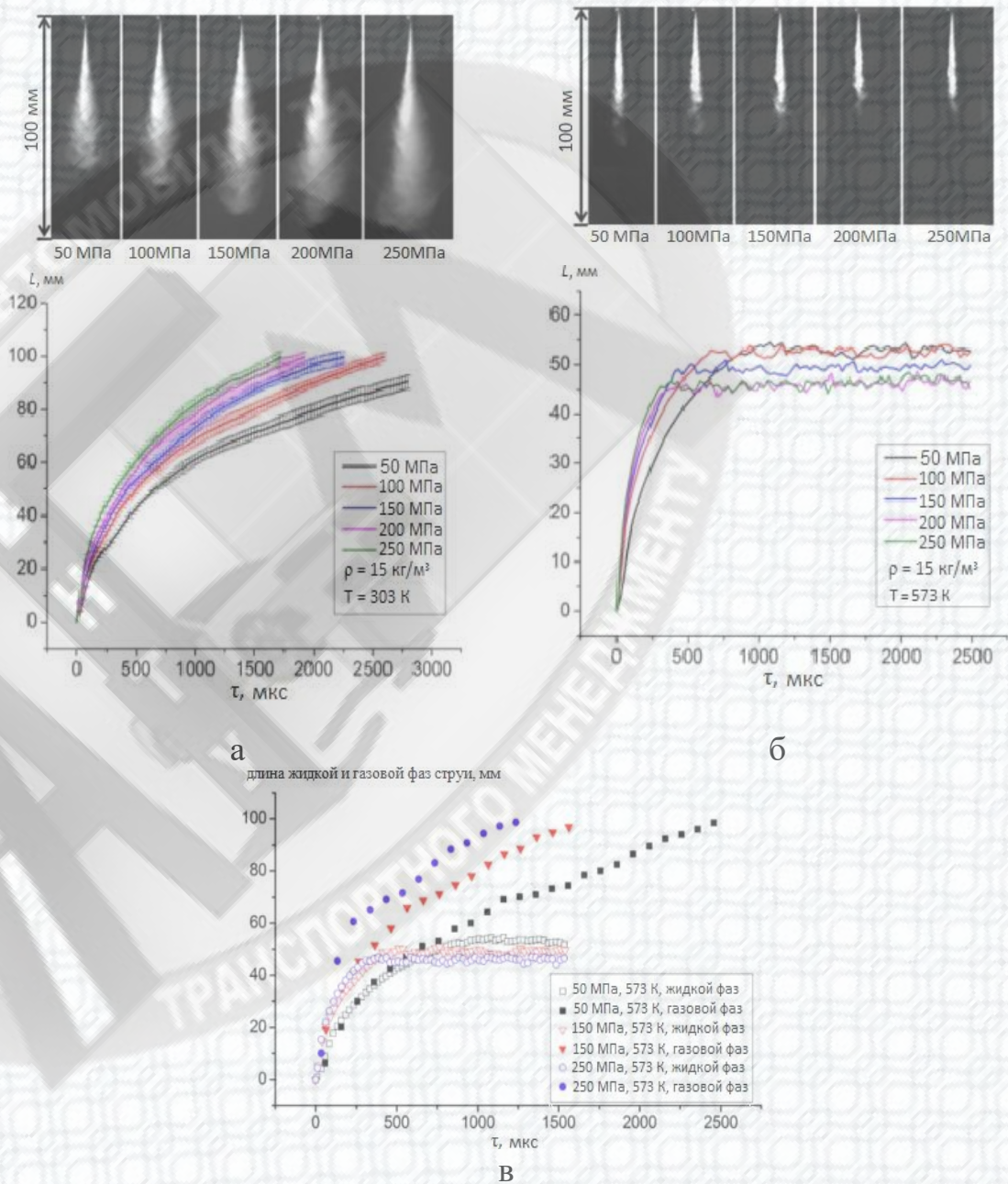
Рисунок 1.15 – Зміна довжини струменя L_T впорскнутого палива при збільшенні тиску впорскування

Однак між експериментальною та прогностичною моделями все ще спостерігаються невеликі відхилення, що пов'язано з утворенням ударних хвиль за умов надвисокого тиску.

При впорскуванні палива без випаровування (температура в камері 303 К) довжина струменя L_T збільшується зі зростанням тиску впорскування (рис. 1.16, а). У випадку випаровування палива (573 К) довжина струменя швидко досягає стабільного значення, і більш високий тиск впорскування спричиняє зменшення L_T (рис. 1.16, б). При збільшенні тиску в умовах високої температури довжина струменя з часом зростає (рис. 1.16, в).

Це явище пояснюється тим, що зі зростанням тиску підвищується енергія палива в струмені, що призводить до дроблення його на дрібні краплі. Ці краплі рухаються з високою швидкістю, швидко віддаляючись від вихідного перерізу розпилювача. У результаті скорочується зона струменя, в якій паливо залишається у рідкій фазі, а його дальність збільшується. Крім того, надвисокий тиск впорскування разом із малим діаметром розпилювачів сприяє покращенню процесу сумішоутворення. Це забезпечується підвищенням швидкості

випаровування палива та скороченням часу для досягнення гомогенної суміші в камері згоряння.



- а – зміна довжини струменя без випаровування (температура середовища 303);
- б - зміна довжини струменя в умовах випаровування (температура середовища 573 К);
- в – зміна довжини рідкої і газовий фаз струмені (температура середовища 573 К)

Рисунок 1.16 – Порівняння результатів досліджень у різних умовах навколишнього середовища

Кут конуса струменя є одним із ключових параметрів, що використовуються для оцінки динаміки його розвитку. Дослідження показали, що тиск впорскування має незначний вплив на величину кута конуса струменя. Закономірності формування кута конуса струменя під час подачі палива через розпилювальні отвори описані в багатьох роботах [19].

Е. Делакур [20] вивчав вплив тиску впорскування на кут конуса струменя в діапазоні тисків 80–250 МПа. Отримані результати представлені на рис. 1.17.

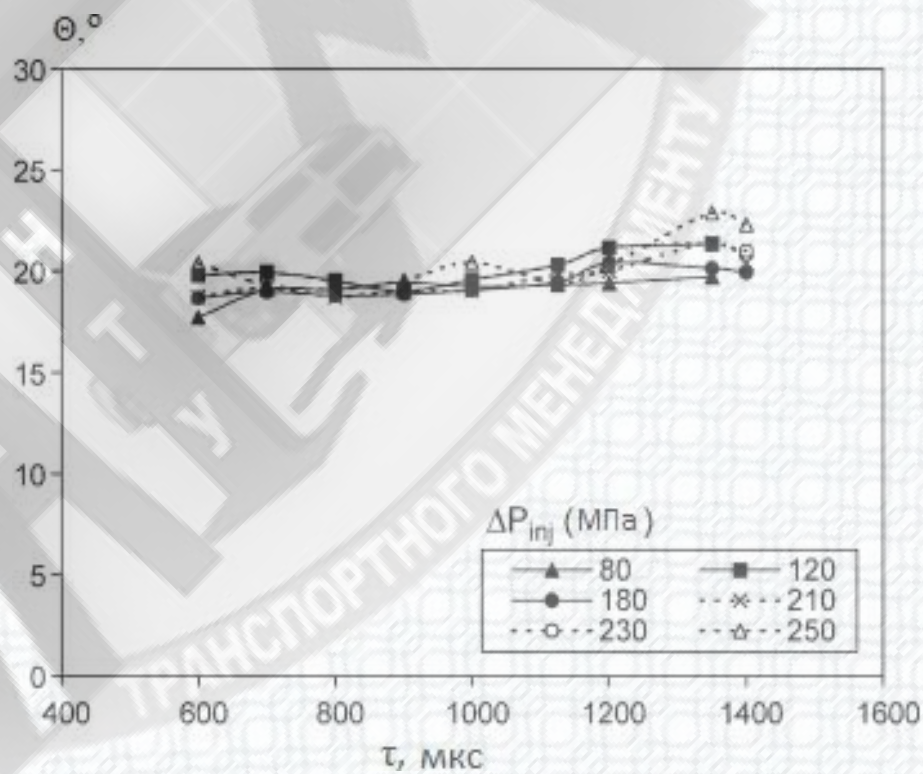


Рисунок 1.17 – Зміна кута конуса струменя для палива з густиною $\rho_a = 44,7 \text{ кг/м}^3$

На підставі результатів експерименту автори узагальнили і завершили дослідження Рейца та Бракко [20] і запропонували формулу для розрахунку кута конуса струмені наступним чином:

$$\theta(^{\circ}) = \frac{360}{\pi} \arctan \left(B \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^m \right) \quad (1.2)$$

де $B = 0,31$; $m = 0,2$.

У дослідженнях Рейця і Бракко : $B = 0,4275$; $m = 0,5$.

Однак, коли тиск надзвичайно великий і досягає 500 МПа, кут конуса струменя починає змінюється під час паливоподачі (рис. 1.18). Основна причина такої зміни – ударна хвиля, що виникає при розпорошенні під високим тиском [21].

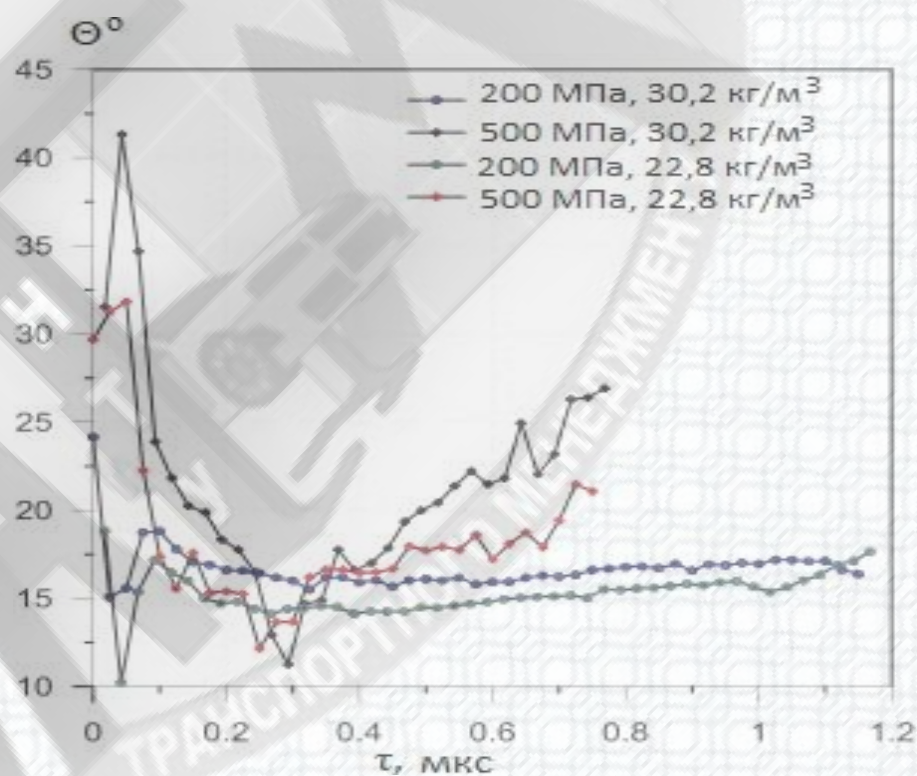


Рисунок 1.18 – Вплив тиску впорскування на характер зміни кута конуса струмені

Швидкість розповсюдження струменя палива також залежить від величини тиску. При тисках впорскування 200...300 МПа максимальна швидкість струменя перевищує швидкість звуку. Так при тиску рівному 200 МПа максимальне значення швидкості складає близько 684 м/с, збільшуючись до 828 м/с за 300 МПа і до 950,4 м/с при 400 МПа (Рис. 1.19).

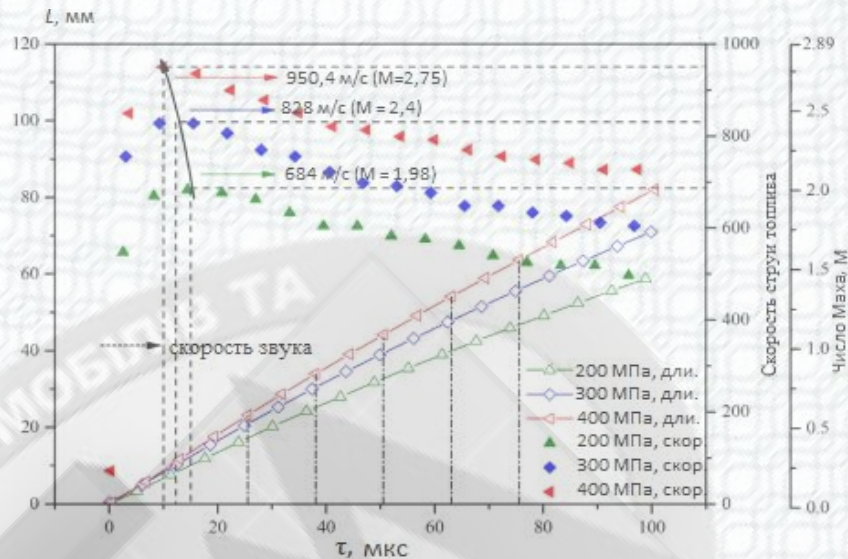


Рисунок 1.19 – Швидкість струменя палива та його довжина L залежно від тиску впорскування

Крім того, проведення експериментів з різними температурними умовами середовища показало, що за високих температур (573 K) швидкість струменя палива в камері згорання була вищою ніж при 300 K і тому ж тиску. Причина цьому явищу – збільшення енергії палива з зростанням температури.

Ударні хвилі виникають, коли паливо з високим тиском впорскується в камеру згорання і з'являється перед струменем. В умовах малого тиску ударні хвилі не з'являються або з'являються, але мало впливають на якість розпилювання. Однак, коли значення тиску впорскування велике, ударна хвиля значно змінює характер розвитку геометричних параметрів струменя.

Зв'язок між довжиною струменя та ударною хвилею було вивчено Т. Цзя [22]. При впорскуванні палива з високим тиском утворюється звукова хвиля. З підвищенням тиску впорскування зростає звукова хвиля і, якщо вона перевищує швидкість звуку, то передній фронт струмені наздоганяє її, сприймаючи збурення.

За своєю формою ударні хвилі бувають двох типів: сферичні і косі. Розвиток ударних хвиль у часі показано на рис. 1.21.

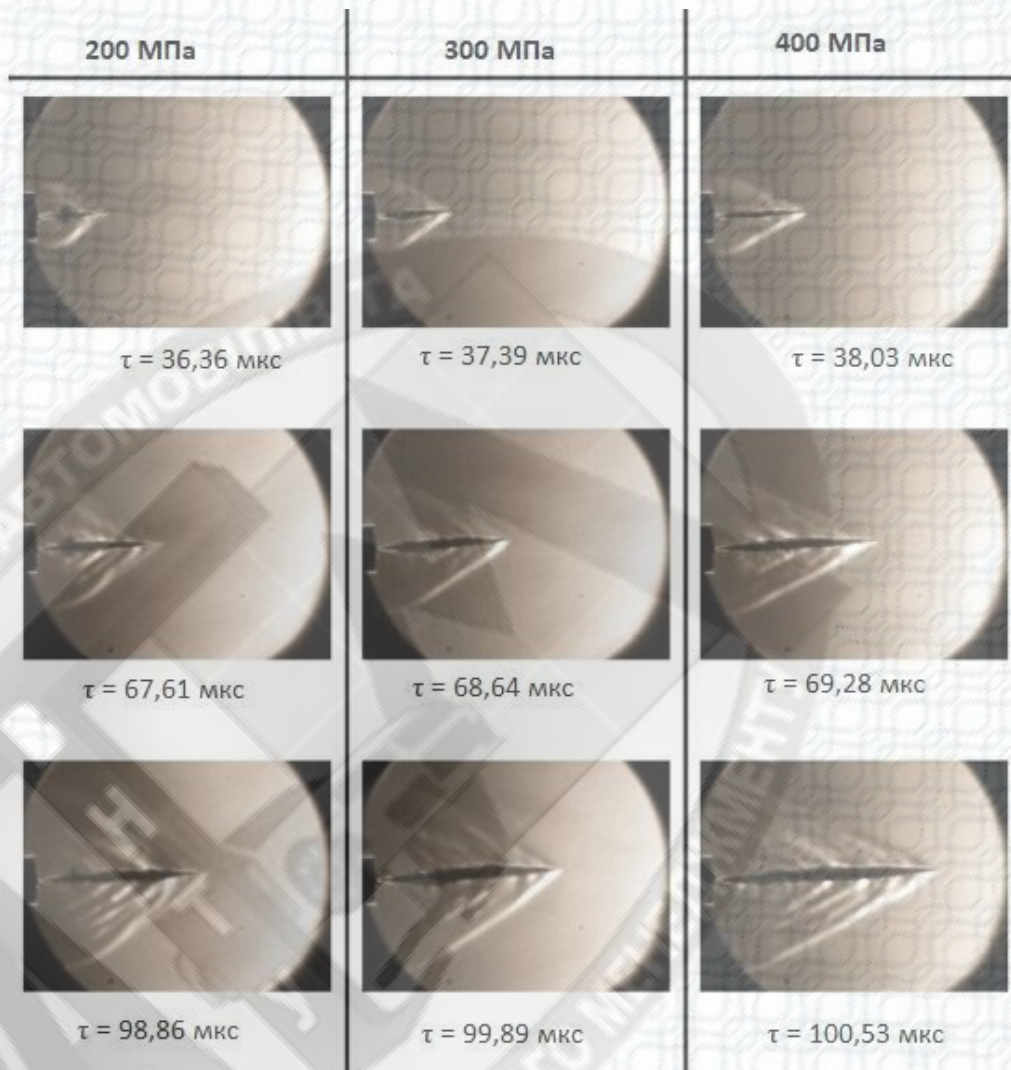


Рисунок 1.21 – Розвиток паливного струменя у часі при ударній хвилі за різних тисків впорскування

Процеси сумішоутворення і згоряння палива визначають показники двигуна. Паливо впорскується в камеру згоряння в умовах високою температури і тиску, які скорочують час його випаровування і перемішування з повітрям.

У зоні високою температури на поверхні струмені утворюються перші осередкигоріння. Коли тиск збільшується, процес випаровування відбувається швидше, тривалість процесу згоряння скорочується при однаковій кількості поданого палива, тривалість періоду затримки займання змінюється незначно.

Дослідження До. Нішиди [23] показують, що високий тиск зменшує діаметр краплі і підвищує її енергію, тому сумішоутворення буде швидше. Проте вплинути на склад паливо-повітряної суміші тиск впорскування не може.

Автори експериментували з діапазоном тиску впорскування від 100 до 300 Па і використовували форсунки з різними діаметрами отворів розпилювачів.

При тиску впорскування 300 МПа та діаметрі отвору розпилювача, $d_c = 0,08$ мм значно зменшився розмір крапель палива, збільшилася швидкість турбулентного перемішування. Це дуже важливо для скорочення тривалості приготування суміші і для утворення попередньо змішаної збідненої суміші для системи згоряння PCI.

У роботі [24] досліджували вплив гідродинамічних ефектів у потоці палива на коливання тиску на вході до акумуляторної паливної системи. Коливання тиску зростає з збільшенням тиску впорскування, довжини каналу і зменшення діаметра отвору розпилювача форсунки по мірі збільшення довжини паливопроводу частота коливань зменшується.

Поява коливань тиску не пов'язана з резонансом паливних частин, так як їх власна частота значно нижче, ніж у гідравлічної хвилі [25]. Гідравлічний удар, виникає при посадці голки на замикаючий конус корпусу розпилювача, що пов'язано з раптовий зупинкою потоку палива.

Експерименти показали, що при високому тиску впорскування палива (при $p_{ак} = 300$ МПа) і діаметрі отворів розпилювачів 0,09 мм виникають значущі коливання на передньому фронті диференціальної характеристики основного впорскування. Коливання є нелінійною функцією від $p_{ак}$ [26].

При зміні тиску впорскування палива необхідно враховувати його вплив на зміна фізичних властивостей, таких як: в'язкість, щільність, швидкість поширення імпульсу тиску в паливі.

Зі зростанням $p_{ак}$ зростає витрата палива на керування. У час зливу палива назад в лінію низького тиску акумуляторної паливної системи, накопичена енергія перетворюється в тепло і підвищує його температуру. По мірі

підвищення температури палива знижується його в'язкість і щільність. Однак, дослідження акумуляторної паливної системи показують, що, при збільшенні тиску впорскування, в'язкість і щільність палива збільшуються (Рис. 1.22). Отже, для зниження в'язкості палива при підвищенні тиску необхідно нагрівати паливо.

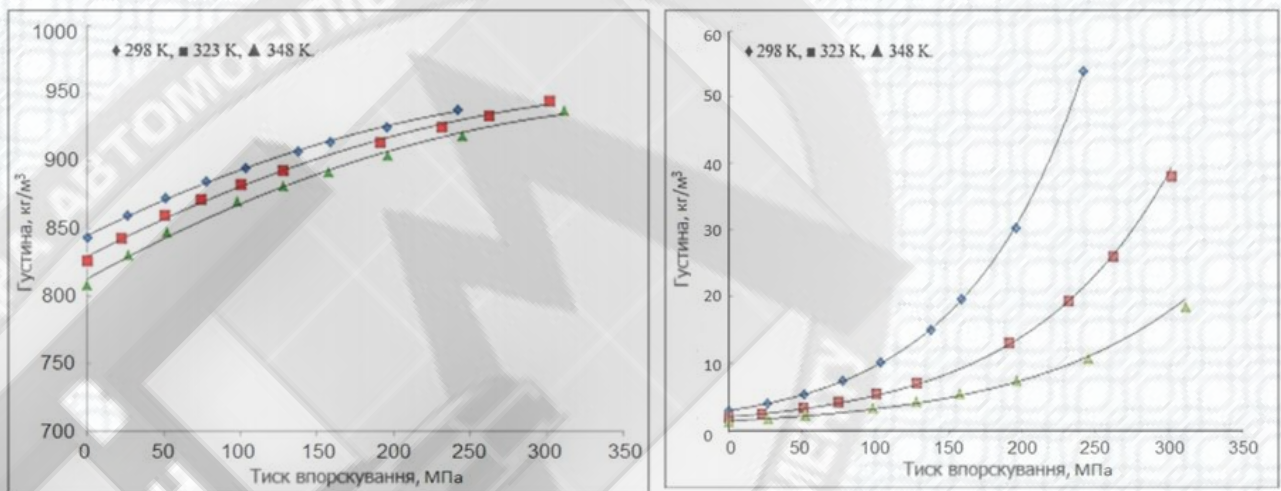


Рисунок 1.22 – Вплив тиску впорскування на в'язкість та щільність дизельного палива

Для біодизельного палива результати залежності в'язкості і щільності від тиску впорскування також слідують вищезазначеному правилу.

При порівнянні з нафтовим дизельним паливом його сумішей з біодизельних палив з сої та кокосової олії показано [27], що їх вміст до 20% суміші слабо збільшує її в'язкість і тому не вимагає введення спеціальних заходів по її зниженню.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Традиційні біопалива, до яких відносять спирти, ефіри жирних кислот, біогаз мають широку сировинну базу. Їх застосування дає ряд переваг у порівнянні з використанням традиційних палив, одержаних з видобутої вуглеводневої сировини.

2. Незважаючи на очевидні переваги перед дизельним паливом біопаливо містить у своєму молекулярному складі вуглець, що сприяє утворенню дисперсних частинок РМ, CO_2 , а також токсичних продуктів неповного згоряння СО та СН. У зв'язку з цим залишається актуальним подальше вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в дизелях, а також пошук шляхів застосування водневовмісних палив.

3. Один із найбільш безпечних шляхів застосування водню – отримання газу Брауна в генераторі шляхом електролізу води безпосередньо перед подачею в циліндри двигуна. Однак потрібно багато енергії для його утворення на борту транспортного засобу, що не дозволяє застосовувати його як основне паливо.

4. Найбільш значущим для дизеля залишається питання зниження вмісту РМ і оксидів азоту NO_x при збільшенні літрової потужності, це досягається підвищенням тиску наддуву та підвищенням тиску впорскування.

5. Підвищення тиску впорскування значно впливає на процеси, що відбуваються в лінії високого тиску акумуляторної системи живлення. При високому тиску впорскування палива (300 МПа) і діаметрі отворів розпилювача 0,09 мм з'являються значні коливання на передньому фронті диференціальної характеристики основного впорскування.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕНЕРАЦІЇ ВОДНЕВОВМІСНОГО ПАЛИВА ТА ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ЦИЛІНДР ДВИГУНА

Водень розглядається як одне з найперспективніших палив для двигунів внутрішнього згоряння завдяки його високій енергоефективності та відсутності домішок, що ускладнюють процеси сумішоутворення і згоряння.

Існують різні методи використання H_2 , зокрема зберігання водню на борту транспортного засобу або генерація газу Брауна шляхом електролізу води безпосередньо перед його подачею в циліндри двигуна. Під час згоряння водню утворюється вода та незначна кількість NO_x . Нижча теплота згоряння водню (120,2 МДж/кг) майже втричі перевищує показник дизельного палива (42,6 МДж/кг), однак температура самозаймання водню становить $585^\circ C$. Це означає, що H_2 не може застосовуватися в ДВЗ без примусового запалювання за допомогою свічки або без впорскування на поверхню свічки розжарювання [27]. Одним із рішень для використання водню в дизельних двигунах є його займання від нафтового палива, впорснутого в камеру згоряння.

Використання водню як добавки до дизельного палива збільшує співвідношення водню до вуглецю в сумішевому паливі. Введення невеликої кількості H_2 знижує неоднорідність розпилення дизельного палива завдяки високій дифузійній здатності водню, що забезпечує більш рівномірну горючу суміш. Це також скорочує тривалість тепловиділення через підвищення швидкості поширення полум'я. У підсумку створюються умови для покращення потужностних, економічних та екологічних характеристик дизельного двигуна.

2.1 Генерація водневовмісного палива в транспортному засобі

В основу роботи генератора отримання газу Брауна на борту транспортного засобу лежить електроліз води присутності каталізатора – натрію

Na (рис. 2.1). При електролізі використовують постійний струм та сталеві електроди [28].

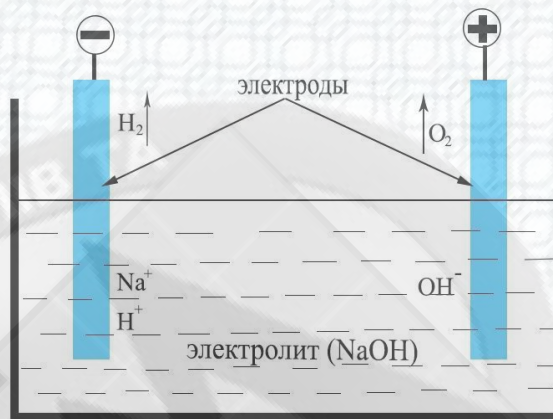


Рисунок 2.1 – Схема електролізу води у присутності натрію

На електродах генератора протікають наступні реакції:

- на аноді: $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 4\text{H}^+ + \text{O}_2 + 4\text{e}^-$;
- на катоді: $4\text{H}^+ + 4\text{e}^- \rightarrow 2\text{H}_2$.

Об'єм генерованого газу Брауна розраховується по рівнянню Фарадея:

$$M = \frac{\mu \cdot I \cdot t}{n \cdot F}, \quad (2.1)$$

де M – маса газу, що утворюється;

μ – молярна маса речовини, отриманої на електрод;

I – сила струму;

t – час електролізу;

n – число електронів;

F – число Фарадея (96500 Кл/моль).

Для здійснення електролізу необхідно, щоб напруга на електродах перевищувала мінімальне значення, потрібне для розщеплення молекули води на іони. Це забезпечує ефективне відділення іонів води.

Електроди виготовляються з корозійностійкої сталі, яка містить 7% нікелю, 16% хрому та 0,08% вуглецю, що забезпечує їх довговічність у середовищі електролізу.

Схема газового генератора зображена на ри. 2.2. Конструкція генератора виконана за схемою з "сухими комітками" – $npn+npn$ –, де n представляє сталевий лист марки 304 розміром $140 \times 140 \times 1$ мм (ширина $\times$ довжина $\times$ товщина).

Зібрана модель газового генератора показана на рисунку 2.3.

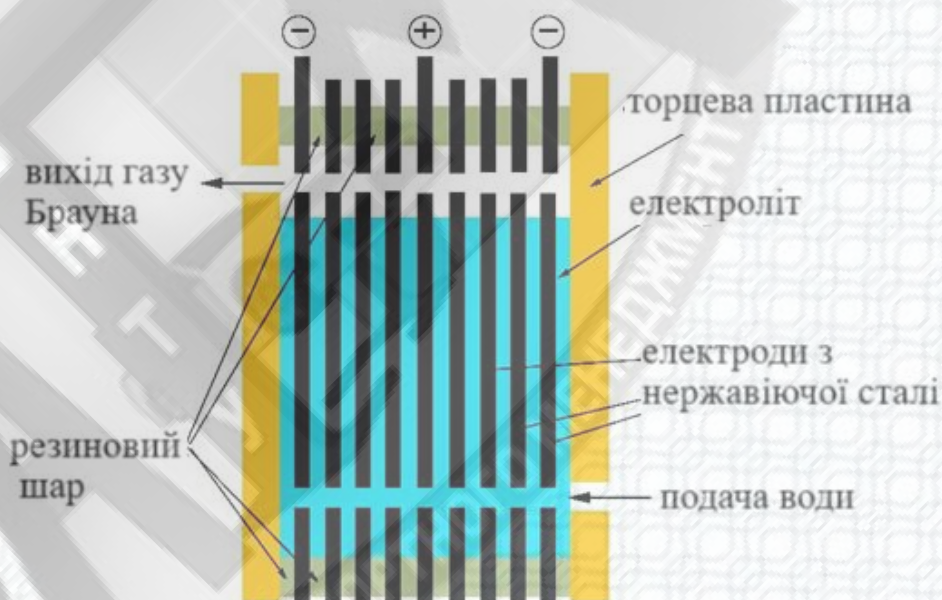


Рисунок 2.2 – Схема генератора газу Брауна

Для підвищення ефективності електролізу застосований розчин електроліту NaOH. Зв'язок між електролітичною ефективністю відповідно до частоти обертання двигуна і концентрації NaOH показано на рис. 2.4.

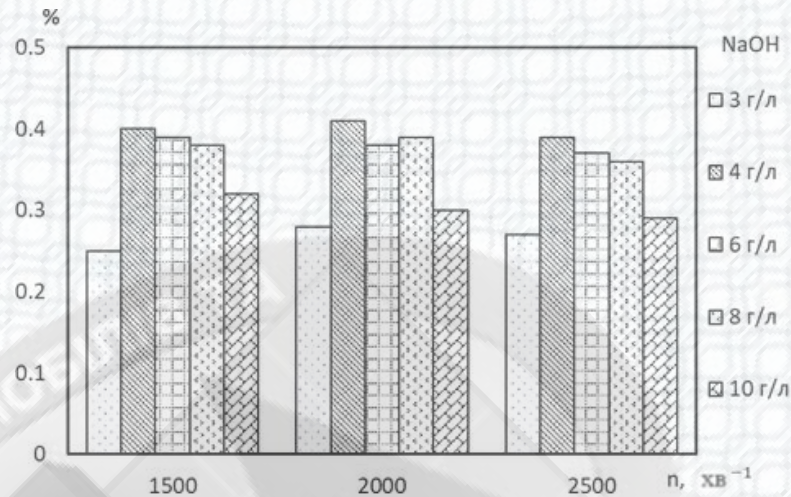


Рисунок 2.4 –Ефективності електролізу на різних швидкісних режимах роботи дизеля залежно від складу розчину NaOH

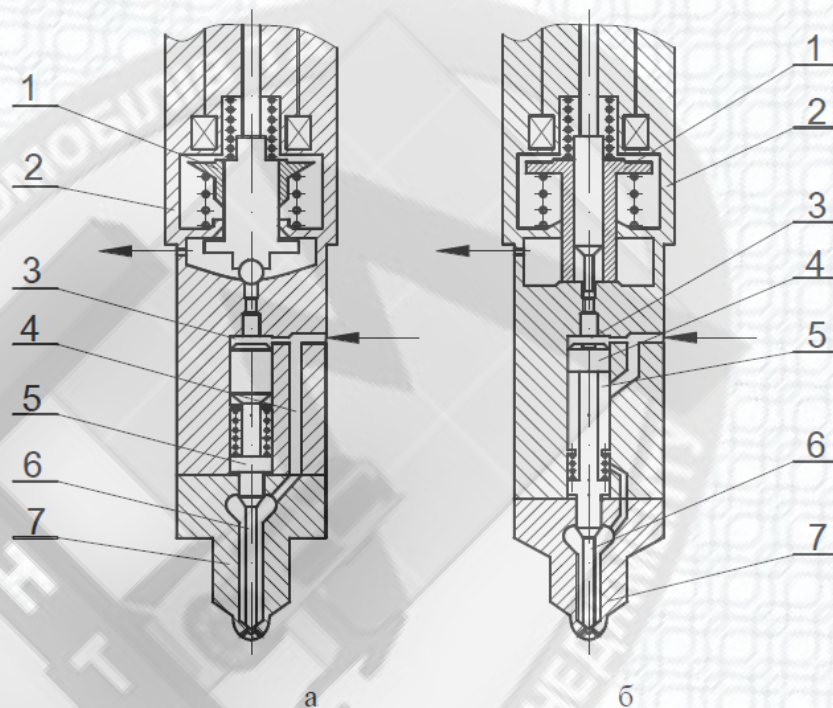
На всіх режимах роботи величина концентрації NaOH 4 г/л забезпечує найкращу ефективність процесу електролізу з виходом найбільшої кількості газу Брауна (Рис. 2.4) [29].

2.2 Розрахункове дослідження впливу на характеристики впорскування конструкції електрогідравлічної форсунки

Характеристики впорскування - один з важливих показників паливоподачі. Вона впливає на наступні процеси сумішоутворення і тепловиділення, що відбуваються у камері згоряння дизеля. Управління формою характеристики впорскування визначає жорстокість робочого процесу і утворення NOx . Тому актуальним залишається дослідження впливу підвищення тиску впорскування і хвильових явищ в лінії високого тиску акумуляторної паливної системи.

Для розрахункового дослідження обрані два типи електрогідравлічних форсунок, які потенційно можуть бути встановлені на дизелі 4ЧН 9/10. Вони позначаються як електрогідравлічні форсунки №1 і електрогідравлічні форсунки №2 (рис. 2.5). Конструктивні особливості електрогідравлічних форсунок №2 в відмінність від електрогідравлічних форсунок №1: гідравлічно розвантажений

керуючий клапан з електромагнітним приводом, відсутність поршня-мультиплікатора, наявність вбудованого акумулятора і камери управління в плаваючій втулці [30].



1 – керуючий клапан; 2 – корпус форсунки; 3 – керуюча камера;
 4 – мультиплікатор (для зразка №2 елементи 4 та 6 є однією деталлю); 5 (для електрогідравлічної форсунки №1) – канал підведення палива до розпилювача;
 6 (для електрогідравлічної форсунки №2) – паливний акумулятор;
 7 – розпилювач

Рисунок 2.5 – Схеми досліджуваних електрогідравлічних форсунок №1 (а) і №2 (б)

Елементи з'єднані між собою паливопроводами, в яких діють хвильові явища, описувані з врахуванням гідравлічного тертя в магістралях високого тиску. Системи рівнянь, описують дії елементів паливної системи, є граничними умовами при розрахунку хвильових явищ в магістралях високого тиску.

Протікання палива в магістралях високого тиску вважається ізотермічним, а щільність палива і швидкість звуку - постійними. Процес, що відбуваються в

об'ємах, які зосереджені у форсунці та ТНВД, видаються рівноважними. Не враховується податливість кінцевих обсягом і паливопроводів.

Рівняння, які описують процеси в об'ємах електрогідравлічних форсунок, складені, ґрунтуючись на методі масового балансу. Вибір масового балансу проти об'ємного обумовлений необхідністю врахування зміни щільності стисканого палива, що доцільно при високих тисках.

Для розрахунку робочого процесу в електрогідравлічній форсунці №1 були задані вихідні дані:

- для керуючого клапана (рис. 2.6): діаметр кульки клапана $d_{ш} = 1,60$ мм; кут конуса $\alpha = 138^\circ$; діаметр каналу $d_{каналу} = 1$ мм; діаметр вершини поршня $d_{поршня} = 32$ мм; діаметр поршня $D_{поршня} = 4,3$ мм; діаметр опуклого жиклера $d_{жв} = 0,26$ мм; об'єм керуючої камери 12 мм^3 ; діаметр наповнювального жиклера $d_{жн} = 0,22$ мм; зазор між поршнем та втулкою клапана $0,004$ мм; хід клапана $0,05$ мм; довжина ущільнювальної частини поршня клапана 15 мм;

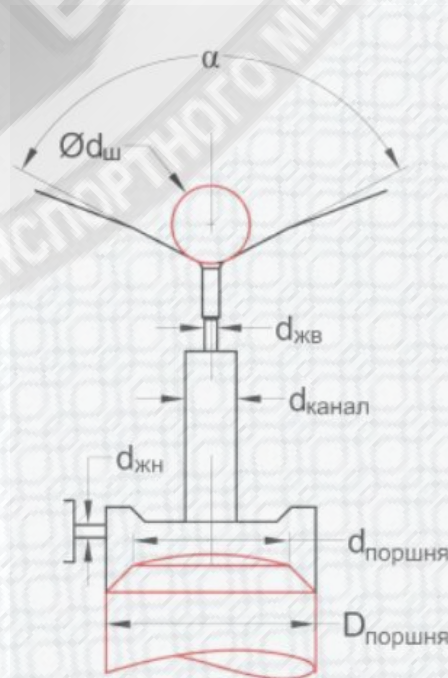


Рисунок 2.6 - Схема керуючого клапана електрогідравлічної форсунки №1

- для розпилювача (рис. 2.7): діаметр голки 4,0 мм; характерний діаметр голки 2,40 мм; маса деталей, що рухаються разом з голкою 127 г; внутрішній об'єм 350 об'ємах мм^3 ; ефективний прохідний перетин отворів 0,095 мм^2 ; максимальний ефективний прохідний переріз 0,0934 мм^2 ; жорсткість пружини голки 33 Н/мм; тиск початку впорскування 4,0 МПа;

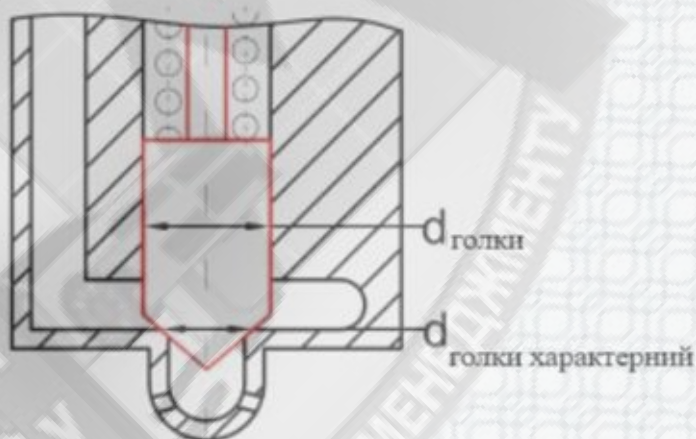


Рисунок 2.7 – Схема розпилювача електрогідравлічної форсунки №1

- для палива і паливопроводу: довжина паливопроводу 500 мм; довжина паливопроводу додаткового акумулятора 100 мм; діаметр каналу паливопроводу додаткового акумулятора 2,5 мм; діаметр каналу паливопроводу 2,5 мм; об'єм додаткового акумулятора 15000 мм^3 ; фактор гідравлічного опору 100с^{-1} ; щільність палива (при 20°C) 840 кг/м^3 ; коефіцієнт кінематичної в'язкості $1,4 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$; температура палива 40°C .
- для режиму роботи та електромагніту: тривалість форсуючого імпульсу 0,3 мс; тиск у циліндрі 0,1 МПа; напруга живлення електромагніту 35 В; ємність бустерного конденсатора 3000 мкФ; активне опір ланцюги електромагнітної котушки 1 Ом; магнітна проникність палива $1,2 \cdot 10^{-6}\text{ Гн/м}$;

умовна площа перерізу робочого зазору $0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; частота утримуючих імпульсів 100кГц; кількість витків намотування 30;

Для розрахунку робочого процесу електрогідравлічної форсунки №2 були задані наступні параметри:

- для управляючого клапана (рис. 2.8): діаметр кульки клапана $d_{ш}=1,72 \text{ м}$; кут конуса $\alpha=125^\circ \text{ С}$; діаметр клапана $D_{кл}=4,3 \text{ мм}$; діаметр клапана $d_{кл}=2 \text{ мм}$; діаметр каналу $d_{каналу}=1,05 \text{ мм}$; діаметр поршня $D_{поршня}=4,3 \text{ мм}$; діаметр вершинипоршня $d_{поршня}=2,0 \text{ мм}$; діаметр опуклого жиклера $d_{жв}=0,26 \text{ мм}$; діаметр наповнювального жиклера $d_{н}=0,22 \text{ мм}$; обсяг керуючої камери 10 мм^3 ; діаметральний зазор між поршнем і втулкою клапана $0,008 \text{ мм}$; довжина ущільнювальної частини поршня клапана 15 мм ; ширина проточки на торці поршня $W_{каналу}=0,7 \text{ мм}$; глибина проточення на торці поршня $h_{каналу}=0,25 \text{ мм}$; хід клапана $0,05 \text{ мм}$;

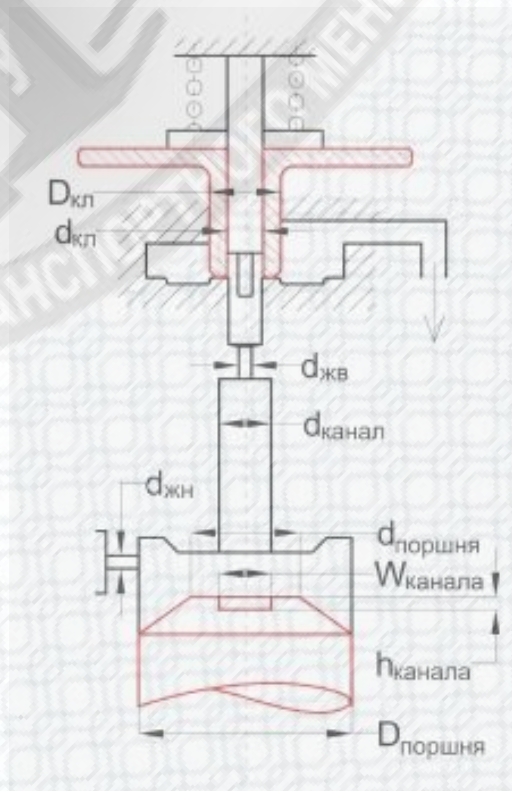


Рисунок 2.8 – Схема керуючого клапана електрогідравлічної форсунки №2

- для розпилювача (рис. 2.9): діаметр голки 3,9 мм; характерний діаметр голки 1,9 мм; маса деталей, рухомих з голкою 9,3 г; внутрішній обсяг 5000 мм³; об'єм розпилювача $V_p = 5 \text{ мм}^3$; ефективний прохідний переріз отворів 0,27; максимальний ефективний прохідний переріз 0,258 мм²; діаметри ніжки голки розпилювача $d_{\text{стрижня}} = 2,75 \text{ мм}$; діаметр жиклера розпилювача $d_{\text{жр}} = 0,75 \text{ мм}$; коефіцієнт закінчення жиклера розпилювача 0,8; тиск початку впорскування 2,7 МПа; жорсткість пружини голки 27 Н/мм;
- для палива і паливопроводу: довжина топриводу 500 мм; довжина паливопроводу додаткового акумулятора 100 мм; діаметр каналу паливопроводу 2,2 мм; діаметр каналу паливопроводу додаткового акумулятора 2,5 мм; об'єм додаткового акумулятора 0 мм (відсутня); фактор гідравлічного опору 100⁻¹; щільність палива (при $t = 20^\circ \text{C}$) 840 кг/м³; коефіцієнт кінематичної в'язкості $1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; температура палива 40 °C;

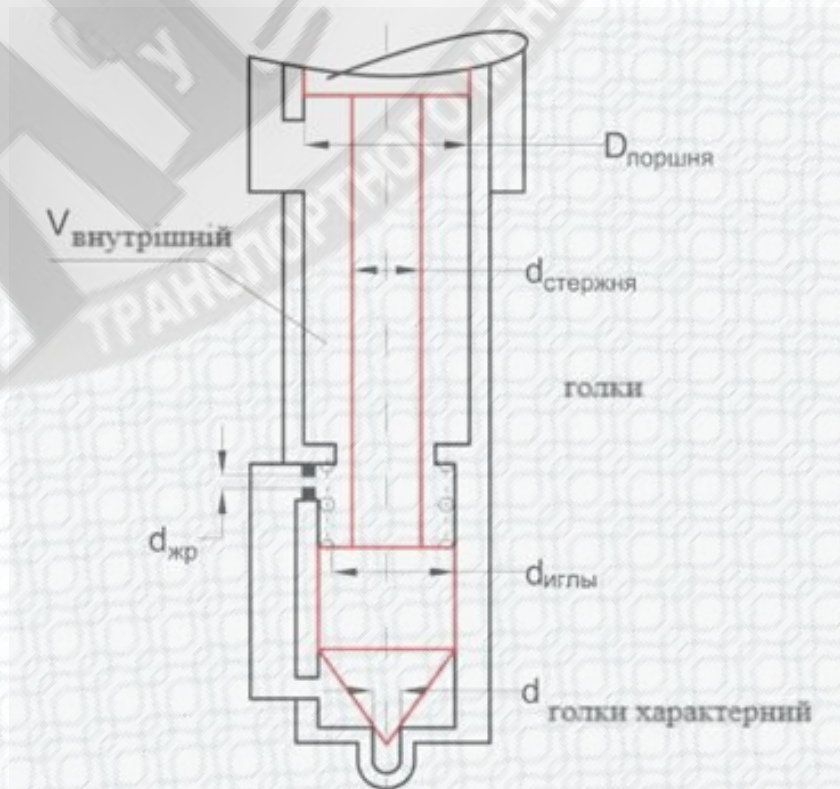


Рисунок 2.9 - Схема розпилювача електрогідравлічної форсунки №2

- для режиму роботи електромагніта: тиск у циліндрі 0,1 МПа; тривалість форсуючого імпульсу 0,3 мс; напруга живлення електромагніту 30 В; активне опір ланцюги електромагнітної котушки 1 Ом; ємність бустерного конденсатора 3000 мкФ; магнітна проникність палива $1,2 \cdot 10^{-6}$ Гн/м; умовна площа перерізу робітника зазору $0,1 \cdot 10^{-4}$ м²; частота утримуючих імпульсів 100 кГц; кількість витків намотування 25;

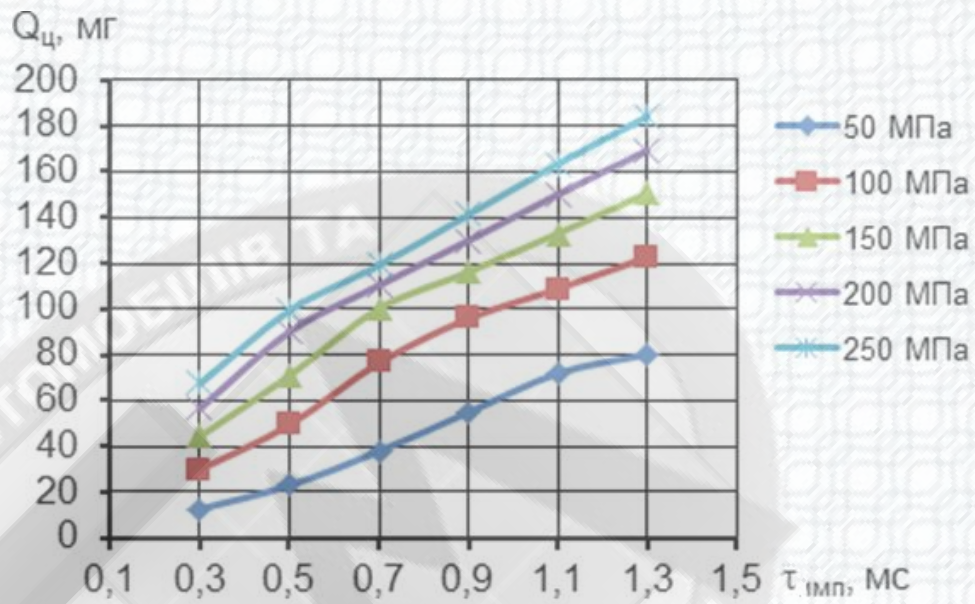
Досліджено вплив тиску в паливному акумуляторі $p_{ак}$ у діапазоні від 50 до 250 МПа на характеристики паливоподачі. Обраний діапазон тисків відповідає вимогам, необхідним для роботи дизельного двигуна 4ЧН 9/10, який відповідає чинним стандартам Євро-5 та перспективним вимогам Євро-6. Розрахунки проведено при одноразовому впорскуванні з тривалостями управляючого імпульсу від 0,3 до 1,3 мс.

На рис. 3.8 представлені отримані вихідні характеристики електрогідравлічної форсунки №1 і електрогідравлічної форсунки №2 – залежності $Q_{ц}$ від $\tau_{имн}$, обумовлені при постійному значенні $p_{ак}$.

З рисунку видно, що електрогідравлічна форсунка №1 забезпечує більшу циклову подачу, ніж електрогідравлічні форсунки №2 при заданих значеннях $\tau_{имн}$ і $p_{ак}$, що пояснюється великим значенням ефективного прохідного перерізу її соплового апарату.

На характеристиках електрогідравлічної форсунки №1 чітко видно перегин, який за $p_{ак} = 50$ МПа досягається з тривалістю керуючого імпульсу $\tau_{имн} = 1,1$ мс. З підвищенням тиску в паливному акумуляторі перегин зміщується у бік менших тривалостей $\tau_{имн}$. Так при $p_{ак} = 250$ МПа він виникає з $\tau_{имн} = 0,5$ мс. До перегину залежність $Q_{ц} = f(\tau_{имн})$ носить не лінійний, злегка увігнутий, характер. З проходженням перегину та подальшим збільшенням $\tau_{имн}$ залежність $Q_{ц} = f(\tau_{имн})$ має лінійний вигляд.

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ФОРСУНКИ №1



ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ФОРСУНКИ №2

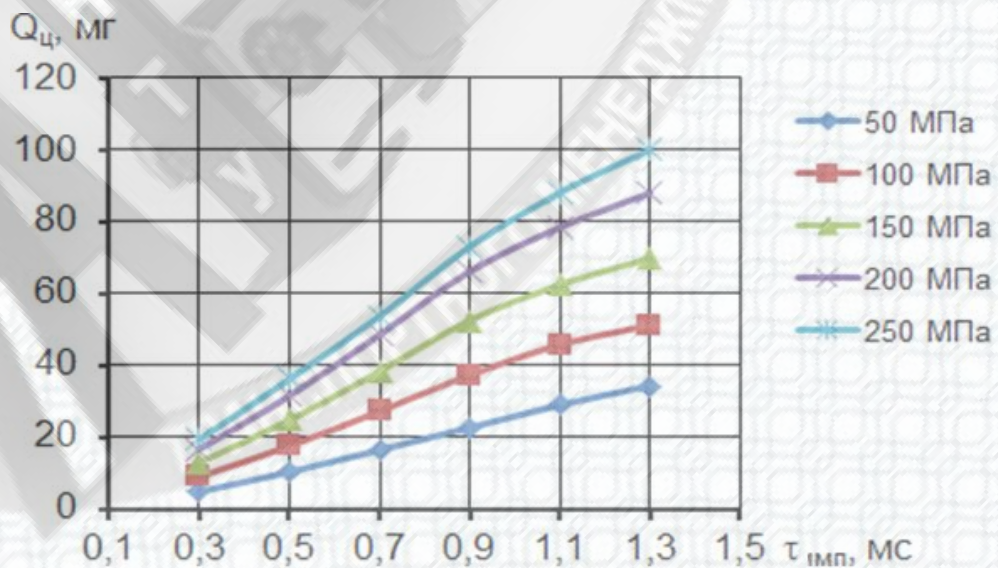
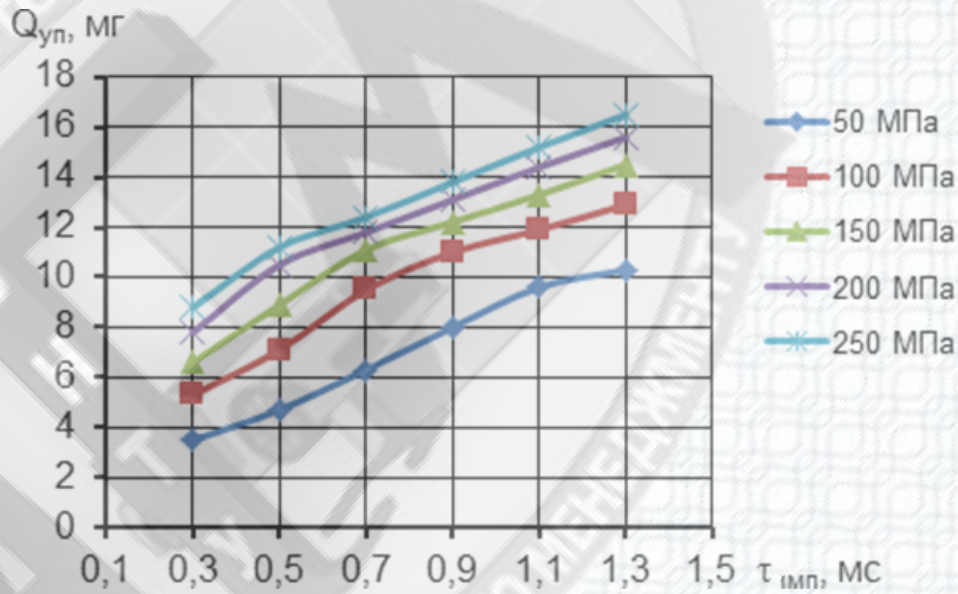


Рисунок 2.10 – Вихідні характеристики електрогідравлічної форсунки №1 та електрогідравлічної форсунки №2

Аналогічні зміни в залежностях $Q_{ц} = f(\tau_{имп})$ електрогідравлічної форсунки №2 спостерігаються при великих значеннях $\tau_{имп}$. На відміну від електрогідравлічної форсунки №1 залежності електрогідравлічної форсунки №2 до та після перегину мають лінійний вигляд.

Таким чином, з точки зору керованості (підтримання лінійного виду видаткової характеристики) конструкція електрогідравлічної форсунки №2 більш переважна. Однак, в ході розрахунків, електрогідравлічна форсунка №1 забезпечила меншу витрату палива на управління (рис. 2.11), що скорочує необхідну продуктивність ПНВТ та знижує енергетичні витрати на його привід.

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ФОРСУНКИ №1



ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ФОРСУНКИ №2

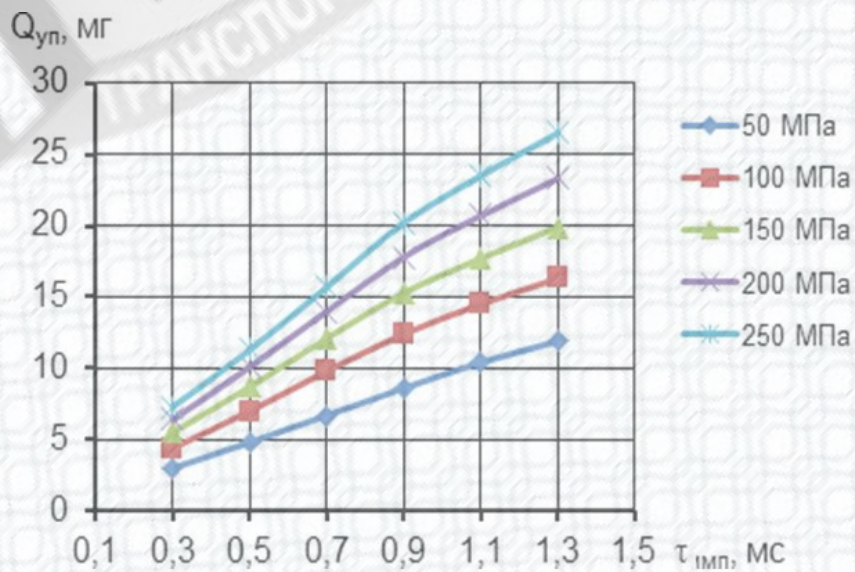


Рисунок 2.11 – Витрата палива на управління електрогідравлічною форсункою №1 і електрогідравлічною форсункою №2

З підвищенням тиску $p_{ак}$ при збереженні тривалості управляючого імпульсу тривалість впорскування τ_{en} на початку збільшується, а потім скорочується (рис. 2.12).

Збільшення $p_{ак}$ викликає зростання швидкості відкриття керуючого клапана і підйому голки розпилювача – передній фронт характеристики впорскування стає менш пологий. При цьому, впорскування починається раніше. На диференціальних характеристиках впорскування за нуль прийнятий момент приходу переднього фронту управляючого імпульсу від блоку управління до електромагніту управляючого клапана електрогідравлічної форсунки.

Різке, практично лінійне, наростання масової швидкості $dQ/d\tau$ на початку впорскування пов'язане з подачею форсуючої частини керуючого імпульсу. Подальше плавне наростання $dQ/d\tau$ пов'язано з становищем голки в період утримуючої частини управляючого імпульсу, яке в свою чергу визначається його тривалістю, переміщенням управляючого клапана і тиском $p_{ак}$.

На динаміку закінчення впорскування (зона зниження $dQ/d\tau$) впливає швидкість посадки голки у сідло, яка зростає з зростанням $p_{ак}$, зниженням маси рухомих частин електрогідравлічної форсунки і збільшенням динаміки управляючого клапана. Позначені залежності пояснюють більш швидке наростання $dQ/d\tau$ на початку та спадання його в кінці впорскування електрогідравлічної форсунки №2, у якої застосований розвантажений керуючий клапан і відсутня поршень-мультиплікатор, що рухається разом із голкою у електрогідравлічній форсунці №1. З цих причин при $\tau_{имп}$ від 0,3 до 0,7 мс величина τ_{en} у електрогідравлічній форсунці №2 менше, ніж у електрогідравлічній форсунці №1 і більше наближено до тривалості управляючого імпульсу.

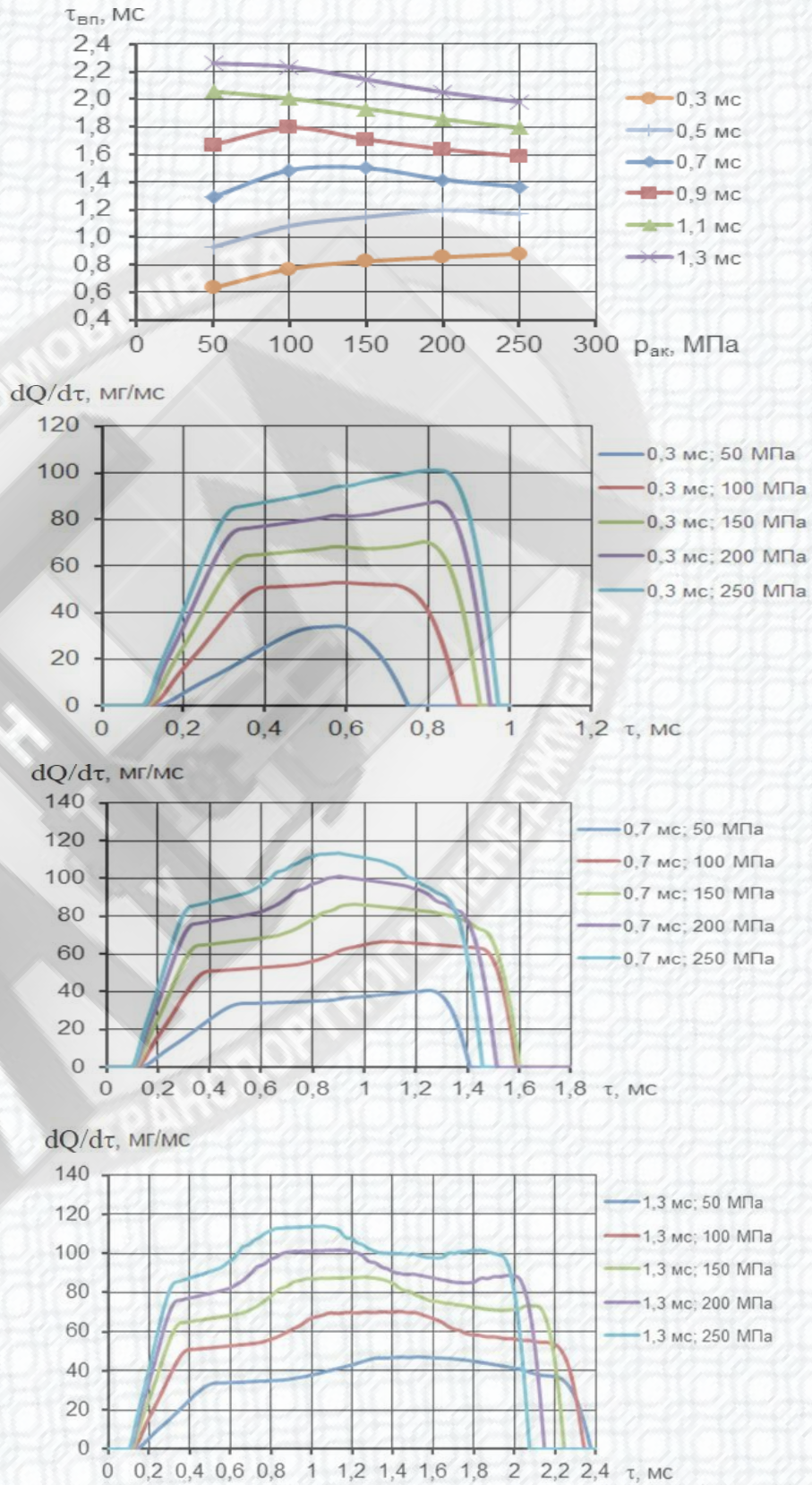


Рисунок 2.12 – Зміна тривалості впорскування $\tau_{вп}$ та форми диференціальної характеристики впорскування $dQ/d\tau$ електрогідравлічної форсунки №1 від $p_{ак}$

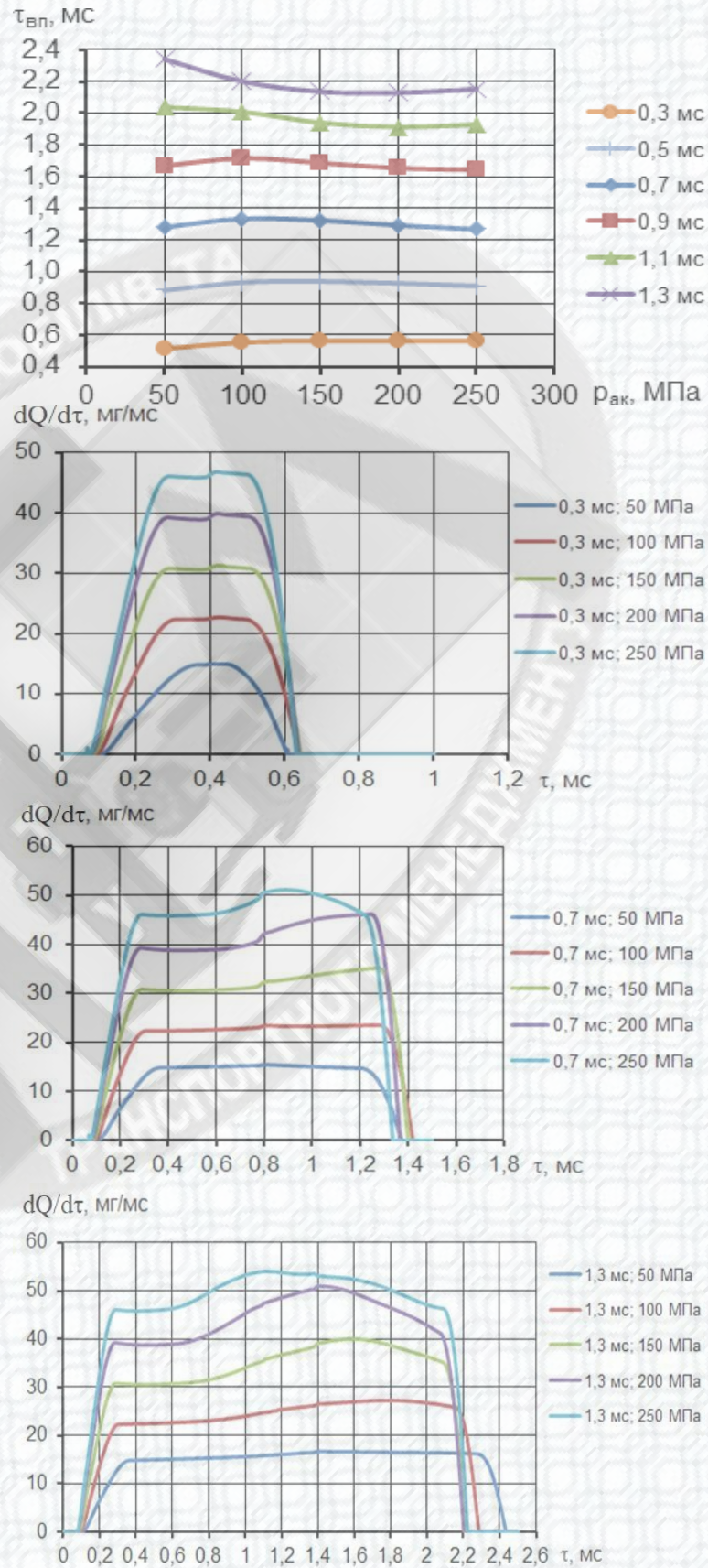


Рисунок 2.13 – Зміна тривалості впорскування $\tau_{\text{вп}}$ та форми диференціальної характеристики впорскування $dQ/d\tau$ електрогідравлічної форсунки №2 від $p_{\text{ак}}$

Крім $p_{ак}$ та конструкції електрогідравлічної форсунки на форму диференціальної характеристики впорскування впливають хвильові явища, виникаючі внаслідок різкого відкриття управляючого клапана при появі на його електромагніті форсуючої частини управляючого імпульсу.

З рис. 2.14 видно, що електрогідравлічні форсунки №2 менш чутливі до виникаючих хвильових явищ чим електрогідравлічні форсунки №1 (рис 2.15), що очевидно пов'язано з наявністю внутрішнього акумулятора та більшою динамікою посадки голки розпилювача в сідло.

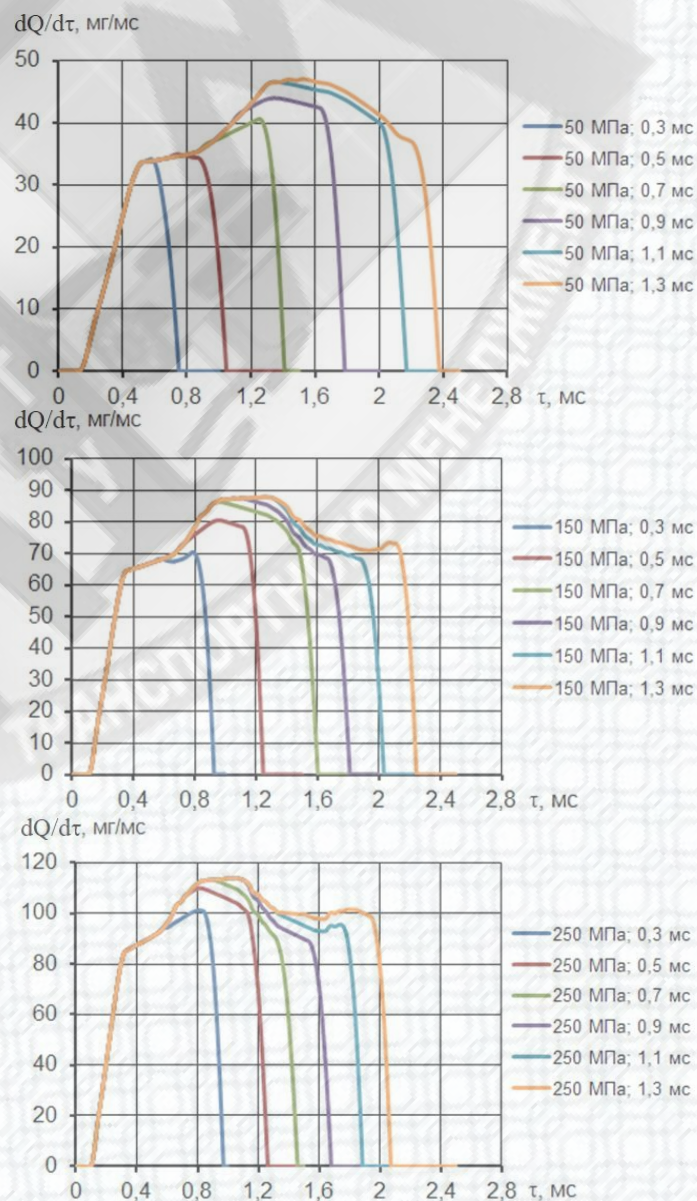


Рисунок 2.14 – Вплив хвильових явищ на форму диференціальної характеристики впорскування $dQ/d\tau$ електрогідравлічної форсунки №1 від $p_{ак}$

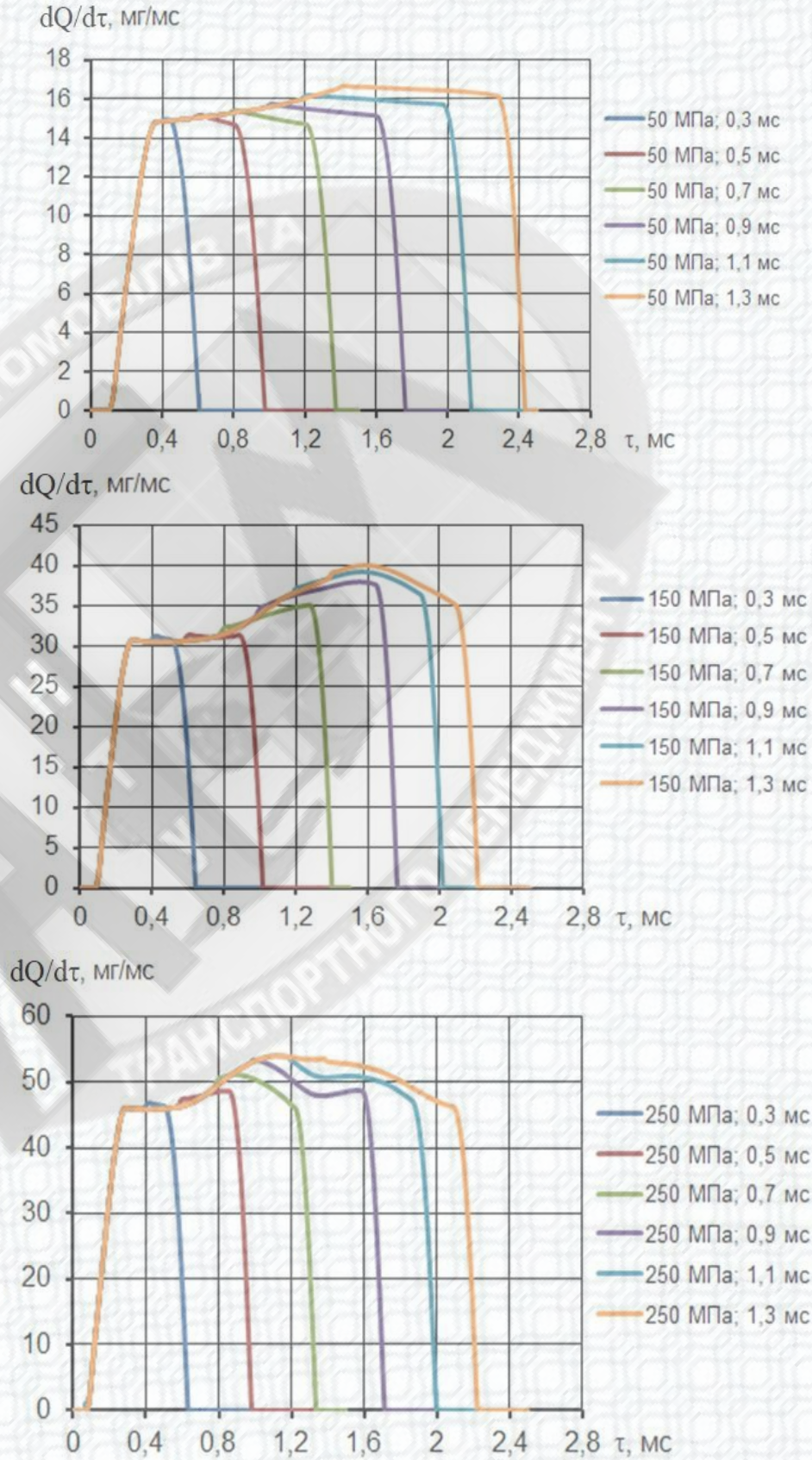


Рисунок 2.15 – Вплив хвильових явищ на форму диференціальної характеристики впорскування $dQ/d\tau$ електрогідравлічної форсунки №2 від $p_{ак}$

2.3 Висновки до розділу 2

1. Розглянуто способи генерації водневовмісного палива безпосередньо на борту транспортного засобу. В основу роботи генератора отримання газу Брауна на борту транспортного засобу лежить електроліз води в присутності каталізатора – натрію Na.

2. Запропоновано збільшити базову величину тиску в паливному акумуляторі, що призводить до збільшення динаміки переднього фронту диференціальної характеристики впорскування з перенесенням максимального значення $dQ/d\tau$ ближче до початку паливоподачі.

3. Управління тиском в акумуляторі палива є значущим параметром для впливу на форму характеристики впорскування і перерозподілу кількості палива, що подається між початковою та кінцевою фазами впорскування поряд із зміною тривалості впорскування.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДИЗЕЛЯ ПОДАЧІ ВОДНЕВМІСНОГО І ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ В КАМЕРУ ЗГОРАННЯ

3.1 Дослідження впливу підвищенні тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля

Моделювання робочого процесу дизеля

Дослідження проведено з застосуванням програмного комплексу AVL Fire. Модель згорання ECFM-3Z була розроблена компанією GSM (Groupement Scientifique Moteurs) для розрахунку займання дизельного палива. Вона описує поширення фронту полум'я та сумішоутворення, що дозволяє моделювати турбулентне полум'я і дифузійне горіння [31]. У моделі виділено три зони: паливо, паливоповітряна суміш та повітря (рисунок 3.1).

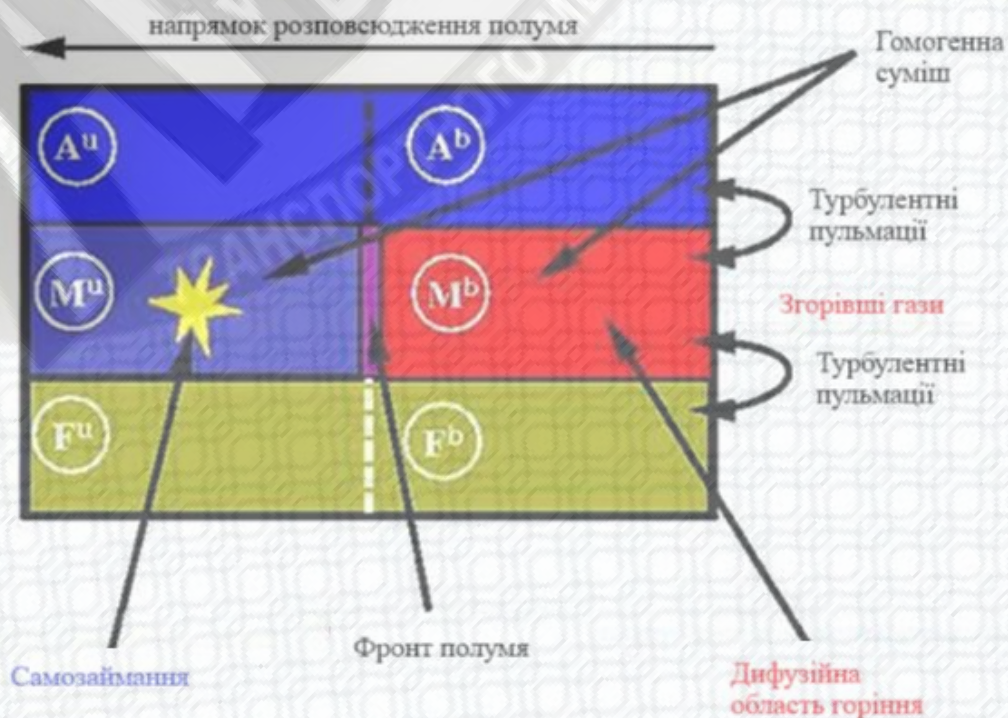


Рисунок 3.1 – Зони моделі ECFM-3Z:

Механізм утворення оксиду азоту NO розраховується по механізму, описаному Б.Я. Зельдовичем [31]



Система рівнянь враховує як утворення NO, так і відновлення азоту N. Швидкість реакції ω_i розраховується з використанням стехіометричних коефіцієнтів $\nu_{i,r}$:

$$\omega_i = \sum_{r=1}^3 \nu_{i,r} \omega_{NO} \quad (3.4)$$

Утворення сажі розраховується по кінетичній моделі. Повна детальна кінетична схема процесу сажоутворення включає 1850 газофазних реакцій, 186 видів та 100 гетерогенних реакцій за участі чотирьох ансамблів мікрогетерогенних частинок різних типів.

Поточна модель містить зменшену кількість різновидів і реакцій та була розроблена для забезпечення обчислювально ефективною кінетичної загальної моделі сажі. Модель може описувати поведінку сажоутворення та окислення для

різних класів палива. Точні константи реакцій були реалізовані для метану, пропану, етанолу, н-гептану та тетрадекану. Якщо паливо, вказане користувачем, не точно відповідає одному з цих видів, FIRE автоматично вибирає найкращий набір параметрів, який буде використовуватися [31].

Механізм редукованої реакції, застосовуваний в моделі, показаний нижче:



Модель k-zeta-f розроблена Hanjalic, Popovac та Hadziabdic (2004). Автори пропонують версію моделі вихровий в'язкості, засновану на концепції еліптичної релаксації Дурбіна (1991). Повна модель наведено нижче:

Вихрову в'язкість можна отримати з:

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

та інші змінні з наступного набору рівнянь, таким чином,

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{(C_{\varepsilon 1}^* P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon)}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]; \quad (3.14)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right], \quad (3.15)$$

де наступна форма рівняння f прийнято

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{\frac{2}{3} - \zeta}{T} \quad (3.16)$$

і турбулентний масштаб часу T і масштаб L довжини визначаються як

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6C_\mu |S| \zeta}} \right), C_T \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right); \quad (3.17)$$

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6C_\mu |S| \zeta}} \right), C_\eta \frac{v^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}} \right); \quad (3.18)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]. \quad (3.19)$$

Додаткові модифікації в рівнянні ε укладаються в тому, що постійна $C_{\varepsilon 1}$ демпфується поблизу стінки, таким чином:

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1} (1 + 0.045 \sqrt{1/\zeta}). \quad (3.20)$$

Інші моделі, використовувані AVL Fire, представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Моделі AVL Fire, які застосовуються під час розрахунку робочого процесу дизеля 1ЧН 12/13

Об'єкт моделювання	Значення
Струмінь палива	Wave
Взаємодія струмені впорскуваного палива зі стінкою камери згоряння	Walljet1
Випаровування крапель палива	Dukowicz
Турбулізація заряду	k- zeta -f
Запалення палива	Auto-ignition

Вихідні дані для розрахунку дизеля 1ЧН 12/13 наведено в табл. 3.2 і 3.3.

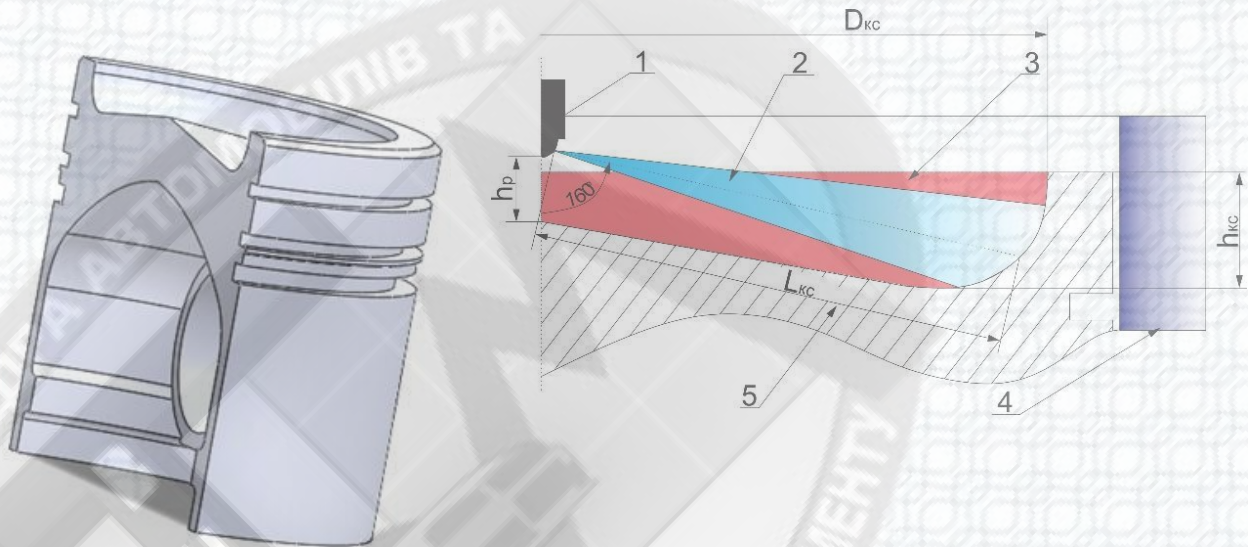
Таблиця 3.2 - Параметри дизеля 1ЧН 12/13

Параметр	Розмірність	Значення
Робочий обсяг циліндра V_h	л	1,47
Ступінь стиснення ε		15,4
Довжина шатуна $l_{ш}$	мм	224
Кількість клапанів на циліндр	шт	4
Кількість розпилюючих отворів	шт	8
Діаметр розпилюючого отвори	мм	0,1

Таблиця 3.3 - Параметри режиму роботи дизеля 1ЧН 12/13

Параметр	Розмірність	Значення
Температура повітря у впускному трубопроводі	К	307
Температура головки циліндрів	К	550,15
Температура верхньої частини поршня	К	575,15
Температура впорскування палива	К	330,15
Температура стінки циліндра	К	475,15

Схема змодельованої камери згорання з параметрами D_{KC} і h_{KC} показані на рисунку 3.2. Значення діаметра та глибини камери згорання показані в таблиці 3.4.



1 – розпилювач; 2 – струмінь палива, що впорскується;

3 – камера згорання; 4 – стінка циліндра; 5 – поршень

Рисунок 3.2 – Моделювання камери згорання дизеля 1ЧН 12/13:

Таблиця 3.4 - Значення діаметра і глибини камери згорання в моделі

Варіант	D_{K3} , (мм)	h_{K3} , (мм)	h_{p} , (мм)	L_{K3} , (мм)
1	67	19,8	16,0	73,4
2	74	16,4	13,0	74,5
3	80	14,4	10,1	79,6
4	90	11,5	8,0	88,1
5	100	10,0	4,6	98,0

Задається диференційна характеристика впорскування $dQ/d\tau = f(\tau)$ представлена на рис. 3.4. Вона відповідає тиску в паливному акумуляторі $p_{\text{ак}} = 300$ МПа і цикловий подачі палива $Q_{\text{ц}} = 60$ мг [32].

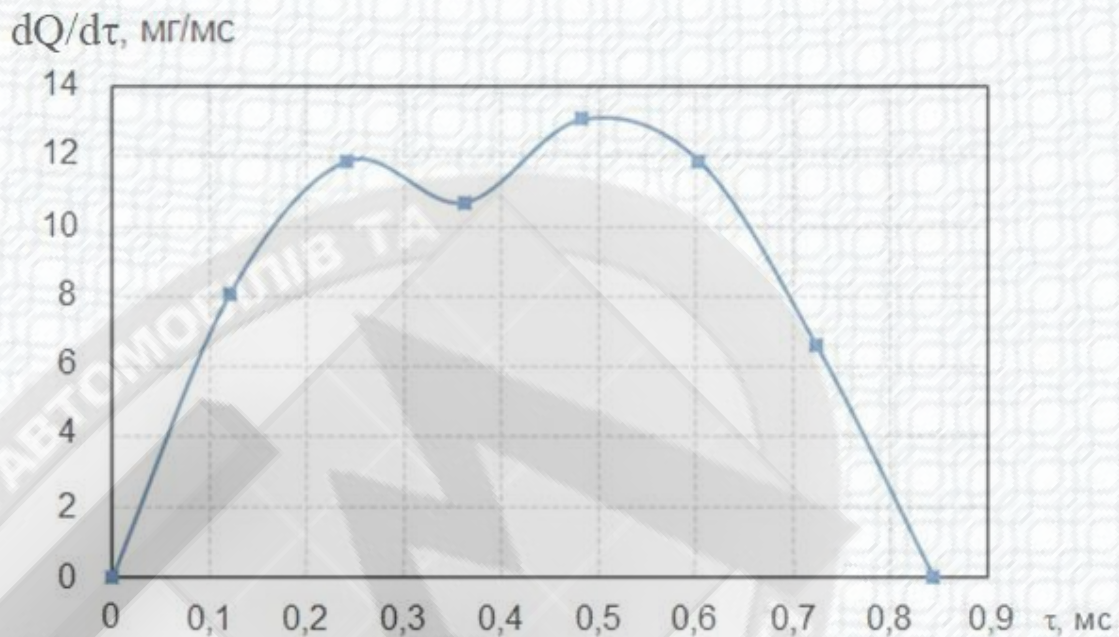


Рисунок 3.3 – Диференційна характеристика впорскування, що задається ($p_{ак} = 300$ МПа; $Q_{ц} = 60$ мг)

Базовими параметрами КЗ були прийняті: $D_{кс} = 100$ мм; $h_{кс} = 10$ мм. При середньому ефективному тиску $p_e = 0,9$ МПа, $n = 1400$ хв⁻¹ і куту випередження впорскування на 23° ПКВ до ВМТ, найбільше значення тиску p_{max} в циліндрі дизеля 1ЧН 12/13 складає 10,2 МПа, максимальна швидкість тепловиділення 48 Дж/°.

Для кожного значення циклової подачі палива, частоти обертання колінчастого валу двигуна та тиску впорскування необхідно оптимізувати кут випередження впорскування палива $\varphi_{вп}$, щоб отримати максимальну індикаторну потужність двигуна N_i . На рис. 3.4 показано залежність N_i , g_i від $\varphi_{вп}$.

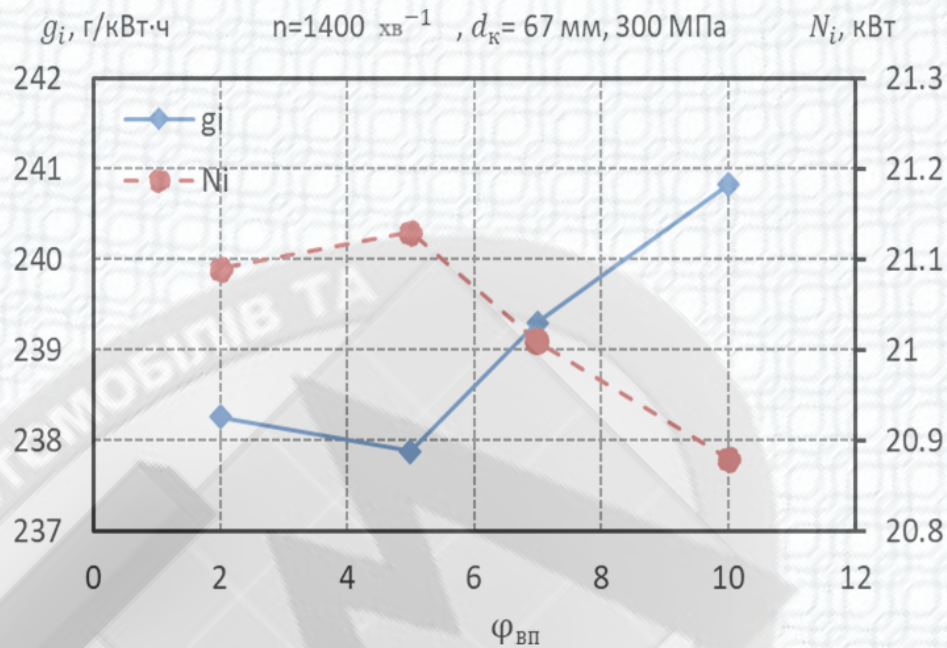


Рисунок 3.4 – Залежність N_i , g_i від $\varphi_{вп}$ при 1400 хв^{-1} ,
 $D_{кз} = 67 \text{ мм}$, $p_{вп} = 300 \text{ МПа}$

З рис. 3.4 видно, що двигун має найкращу потужність, коли $\varphi_{вп} = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ, що відповідає найменшій індикаторній витраті палива. Інші режими двигуна також були досліджені і оптимізовані на основі зміни $\varphi_{вп}$, щоб вибрати найкраще значення $\varphi_{вп}$ для кожного режиму.

Вплив параметрів камери згоряння та тиску наддуву на показники робочого процесу дизеля при тиску впорскування 300 МПа

Всі розрахункові дослідження проведені при частоті обертання колінчастого вала $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$, тиску в паливному акумуляторі $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$ і зміною тиску p_k від 0,15 до 0,45 МПа з кроком 0,1 МПа. Моделювання проводилося при зміні $D_{кз} / h_{кз}$ від 3,4 до 10 при $\epsilon = 15,4$. Це відповідає зміні $D_{кз}$ від 67 до 100 мм.

На рис. 3.5 і 3.6 показані характеристики струменів (паливо знаходиться в рідкій фазі), де L – довжина, ω – швидкість, Θ – кут конуса.

На початковому етапі впорскування (до 0,05 мс) p_k і D_{kc} / h_{kc} слабо впливають на процес впорскування. Після 0,1 мс на графіках L і ω спостерігаються коливання. Довжина L обмежена випаром палива та подальшим його рухом в газоподібному стані. При збільшенні p_k , максимальні значення довжини струменя L та його швидкості ω зменшуються. Тиск p_k , визначає тиск у циліндрі, який при своєму збільшенні забезпечує більше гальмування струменя. При цьому зростає кількість загальмованих крапель на її периферії і в оболонці, і ширина переднього фронту збільшується – зростає кут Θ .

Величини L і Θ найбільше змінюються при переході з тиску наддува 0,15 МПа на 0,25 МПа. У випадку переходу p_k від 0,25 до 0,35 МПа відзначені зміни не так суттєві.

При збільшенні D_{kc} (D_{kc} / h_{kc}) параметри струменя (паливо знаходиться в рідкій фазі) мало змінюються (Рис. 3.6). Причина в тому, що тиск в КЗ і тиск впорскування не залежить від $D_{kc} / KЗ$ (оскільки $p_{ак}$, p_k і ε залишаються незмінними). У умовах високого наддуву ($p_k = 0,45$ МПа) струмінь швидше гальмується, а швидкість сумішоутворення підвищується. Величина D_{kc} / h_{kc} впливає на зазначені коливання L і ω . З збільшенням діаметра КЗ їх максимальний розмах підвищується, при тому, що зі зростанням p_k - знижується.

У реальності, оскільки зі зміною D_{kc} / h_{kc} змінюється кут нахилу осі отворів розпилювача щодо осі розпилювача, при незмінній товщині стінки миска розпилювача змінюється довжина його каналу. Це впливає на збудження, які відбуваються в потоці палива, та впливає на параметри струменя. Максимальна швидкість струмені ω у всіх випадках (рис. 3.5, 3.6) перевищує швидкість звуку.

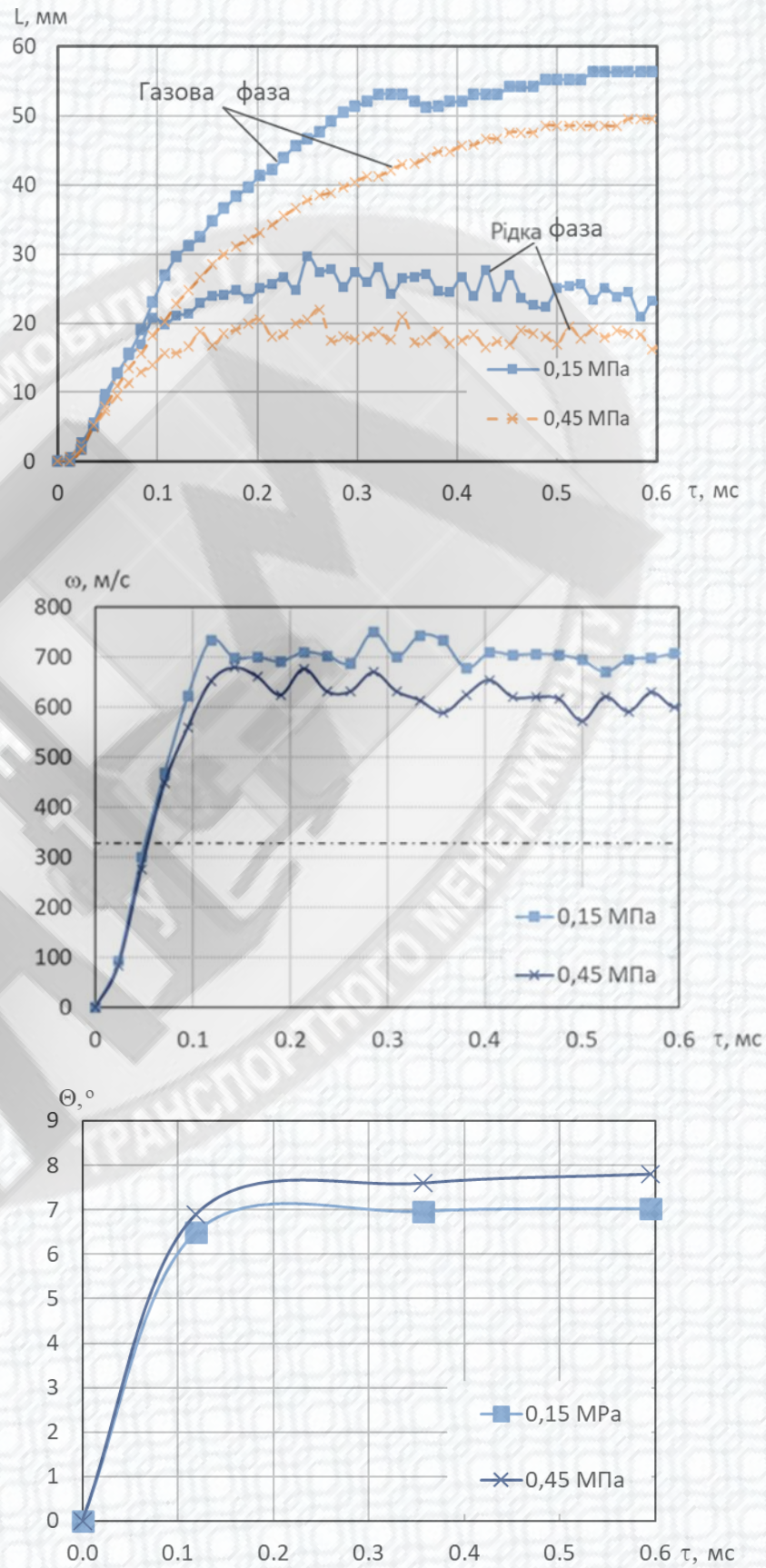


Рисунок 3.5 – Вплив тиску наддуву на характеристики струменя дизеля

1ЧН 12/13: $n = 1400$ хв⁻¹; $p_{ак} = 300$ МПа; $Q_{ц} = 60$ мг; $D_{кс} = 100$ мм

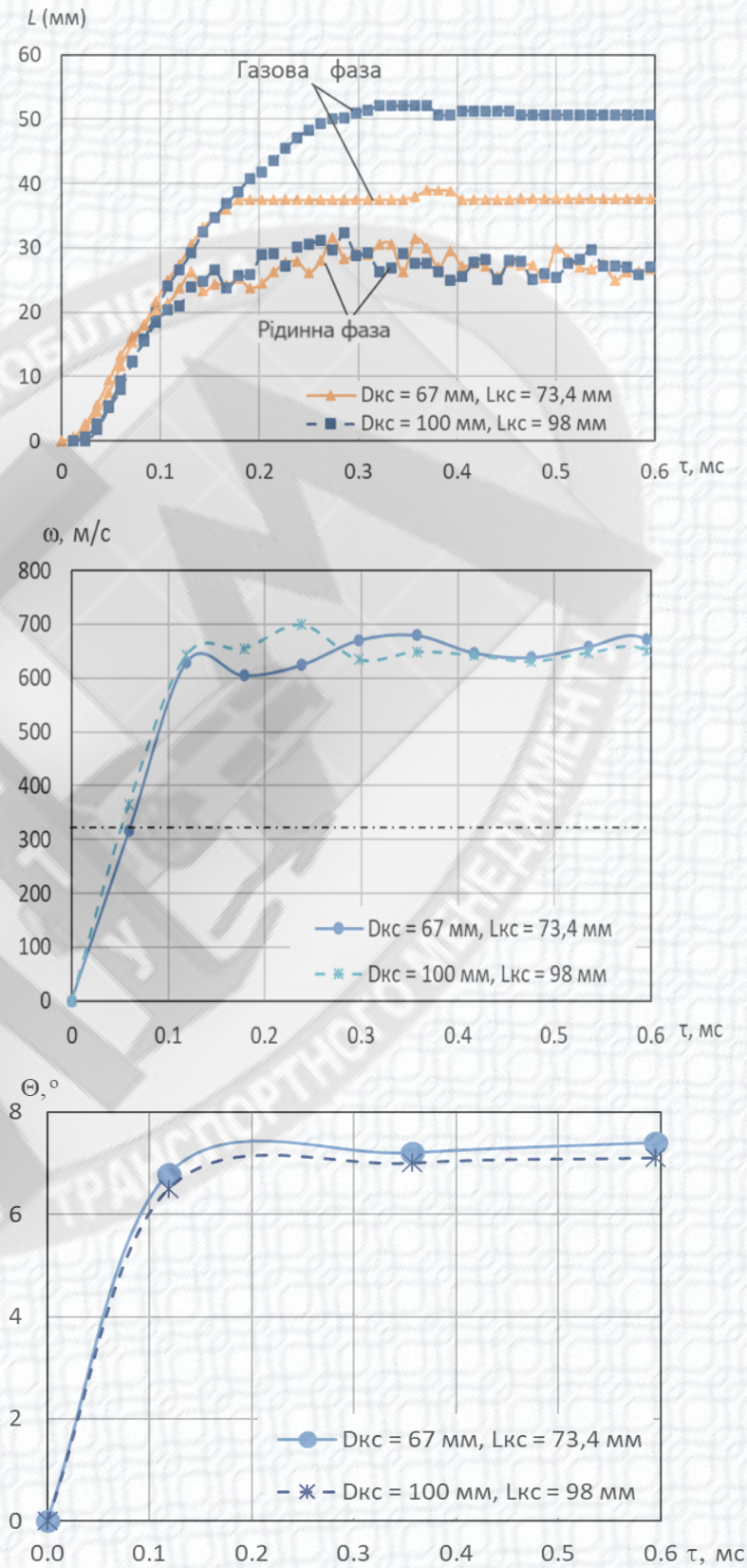


Рисунок 3.6 – Вплив геометрії камери згоряння на характеристики

струменя дизеля 1ЧН 12/13: $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$;

$p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $p_{к} = 0,15 \text{ МПа}$

На рис. 3.7 і 3.10 показані залежності коефіцієнта надлишку повітря α , максимальних значень тиску $p_{\max}$ та температури $T_{\max}$ циклу, максимальної швидкості підвищення тиску $(dp/d\varphi)_{\max}$ від величин $D_{\text{кк}}/h_{\text{кк}}$ і $p_{\text{к}}$.

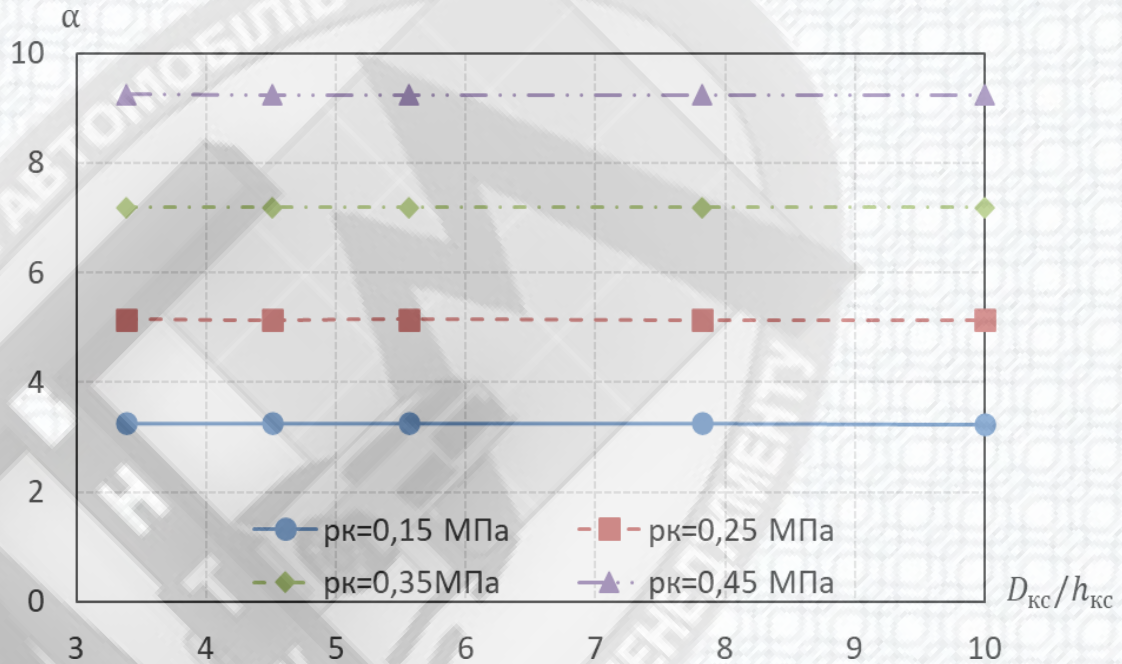


Рисунок 3.7 – Залежність α від зміни $D_{\text{кк}}/h_{\text{кк}}$ і $p_{\text{к}}$ ($P_{\text{ак}} = 300$ МПа)

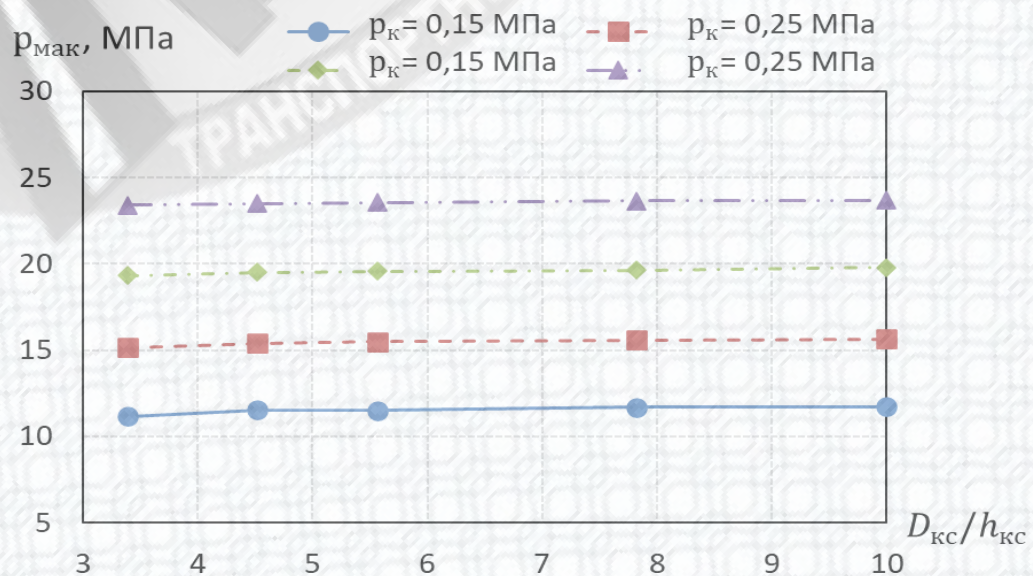


Рисунок 3.8 – Залежність $p_{\max}$ від зміни $D_{\text{кк}}/h_{\text{кк}}$ і $p_{\text{к}}$ ($P_{\text{ак}} = 300$ МПа)

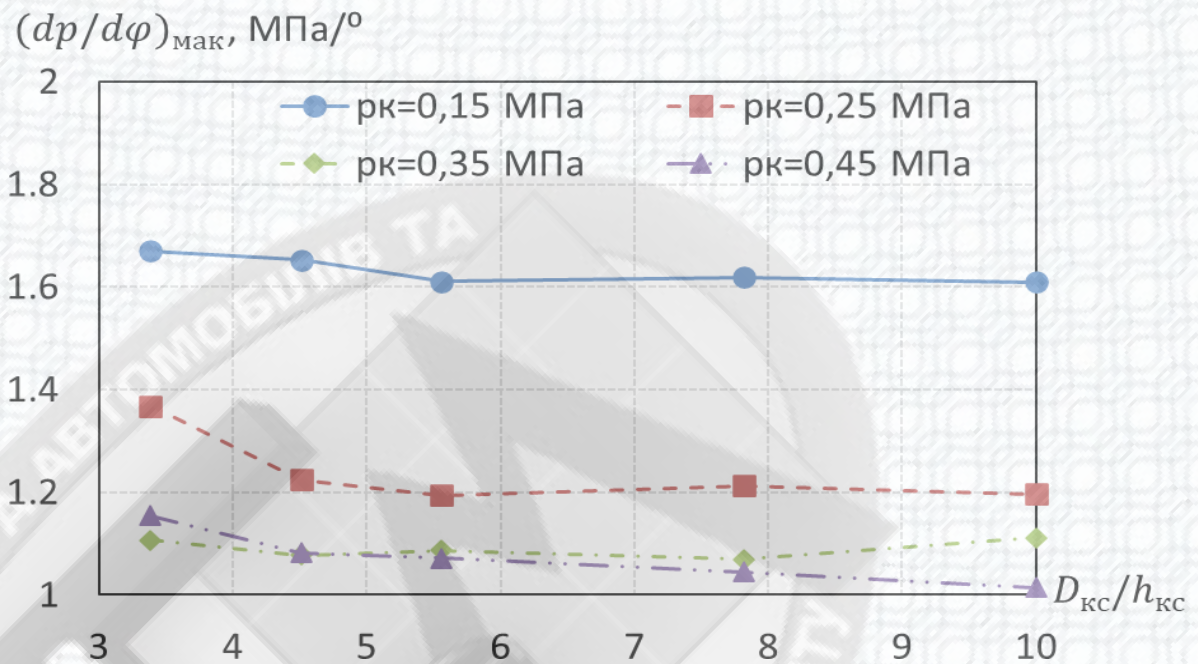


Рисунок 3.9 - Залежність $(dp/d\varphi)_{\max}$ від зміни D_{kc}/h_{kc} і p_k ($P_{ak} = 300$ МПа)

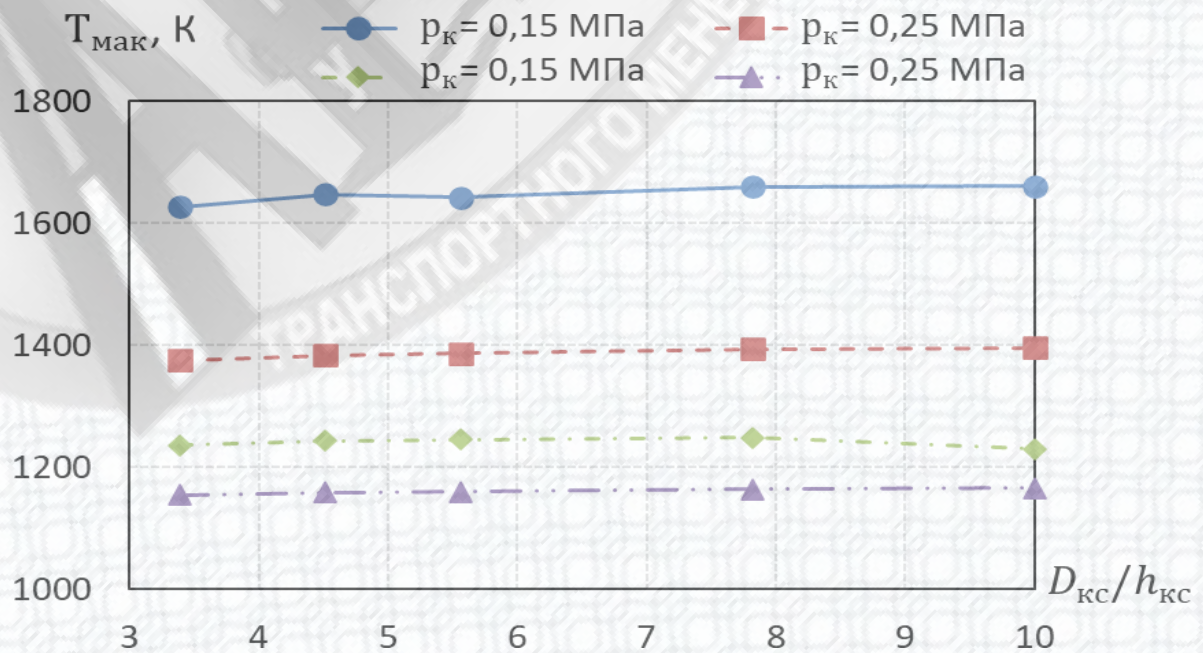


Рисунок 3.10 – Залежність $T_{\max}$ від зміни D_{kc}/h_{kc} і p_k ($P_{ak} = 300$ МПа)

При збереженні циклової подачі палива ($Q_{\text{ц}} = 60$ мг) з підвищенням p_k суттєво збільшується коефіцієнт надлишку повітря α (через збільшення кількості

повітря, вступника в циліндр) і максимальний тиск циклу $p_{\max}$ (Рисунок 3.8), обумовлене зростанням тиску p_c в кінці процесу стиснення. Значення α збільшилось у 2,84 рази, а $p_{\max}$ у 2,1 рази при збільшенні тиску наддува з 0,15 до 0,45 МПа (Рис. 3.11).

Співвідношення $D_{\text{кc}} / h_{\text{кc}}$ не надає впливу на α і слабо впливає на $p_{\max}$ (рис. 3.7 та 3.8), т.к. величина ϵ не змінюється.

Оскільки підвищення p_k позитивно дається знаки на швидкість сумішоутворення (максимальне значення L зменшується, Рис. 3.4), то $(dp / d\phi)_{\max}$ та $T_{\max}$ знижуються (малюнки 3.8 та 3.9). Так при $D_{\text{кc}} / h_{\text{кc}} = 10$ перехід з тиску наддуву 0,15 на 0,45 МПа забезпечило падіння $(dp / d\phi)_{\max}$ на 38% і $T_{\max}$ на 9%. Зменшення $(dp / d\phi)_{\max}$ позитивно впливає на викиди NO_x та шум від робочого процесу дизеля.

Зростання p_k більше значимо впливає на $(dp / d\phi)_{\max}$, чим на $T_{\max}$ по мірі збільшення p_k , особливо вище 0,35 МПа, його роль в зниженні $(dp / d\phi)_{\max}$ і $T_{\max}$ слабшає.

Найбільш високі значення $(dp / d\phi)_{\max}$ і $T_{\max}$ досягаються при найменшому діаметрі КЗ (рис. 3.8 і 3.9) з найбільшою її глибиною ($D_{\text{кc}} / h_{\text{кc}} = 3,4$), що пов'язано з потраплянням більшої кількості палива на стінку циліндра до моменту самозаймання. Виняток по $T_{\max}$ складає тільки $p_k = 0,15$ МПа. Також значущим було зниження $(dp / d\phi)_{\max}$ при $p_k = 0,25$ МПа в діапазоні значень $D_{\text{кc}} / h_{\text{кc}}$ від 3,4 до 5,6 – 12,5%.

Для пояснення результатів, представлених на рис. 3.8 і 3.9, побудовані характеристики швидкості тепловиділення і розподіл температури в об'ємі над поршнем (рис. 3.11) за різних діаметрів КЗ.

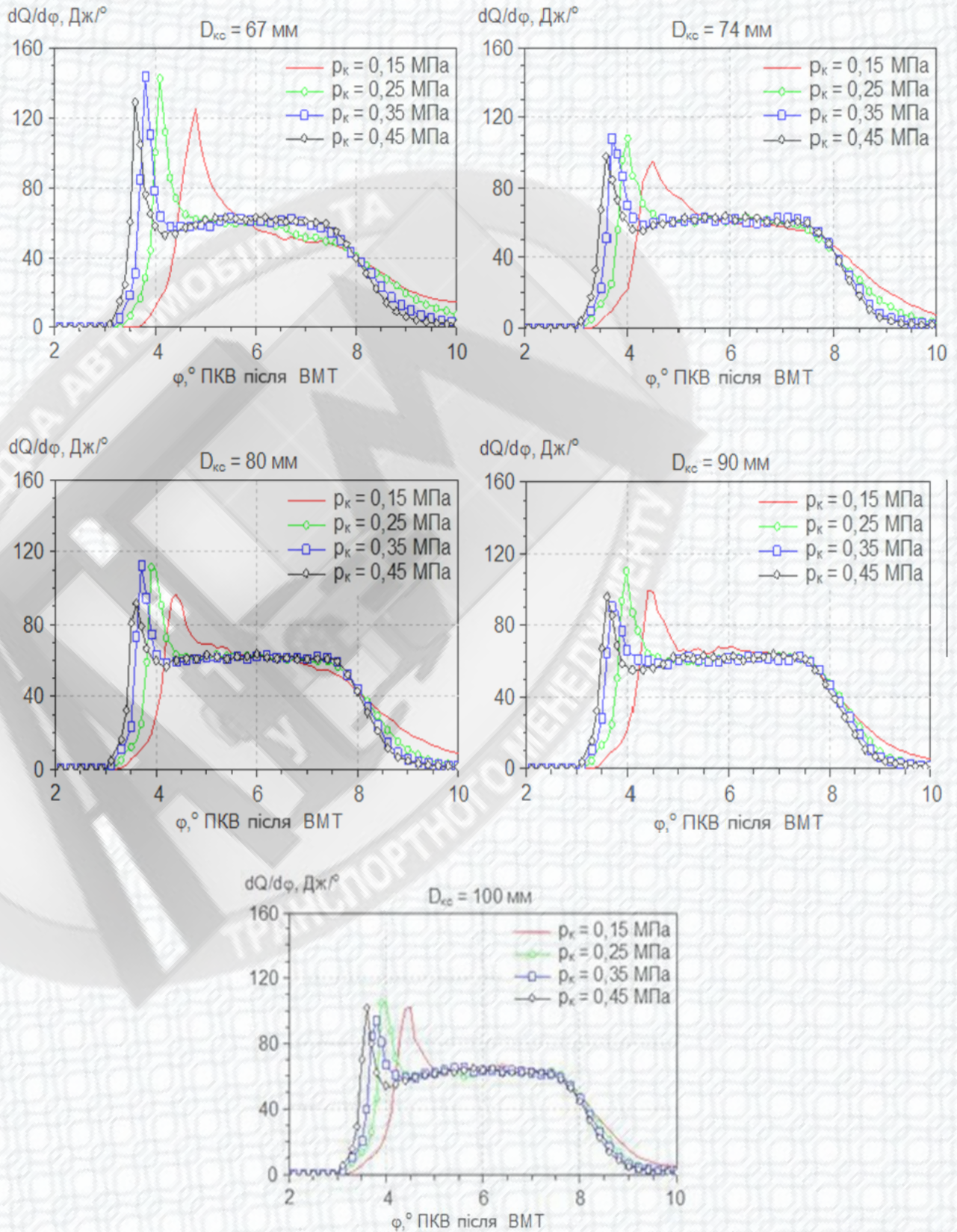


Рисунок 3.11 – Характеристики швидкості тепловиділення при зміні діаметра камери згоряння $D_{кc}$ і тиску наддуву p_k

Відомо, що на струмись палива накладають вплив наступні фактори.

✓ Підвищення $p_{ак}$ (тиск упорскування) збільшує енергію (швидкість) руху струменя. У випадку проведеного дослідження вона не впливає, $p_{ак}$ підтримувався постійним.

✓ Підвищення p_k і ступеня стиснення ϵ наводить до гальмування струмені (збільшення ширини її переднього фронту) і утворенні більшого числа загальмованих крапель на її периферії та в її оболонці: $p_{ак}$ визначає енергію руху, а p_k визначає енергію гальмування струменя.

✓ Підвищення p_k збільшує температуру робочого тіла в циліндрі, і струмись швидше прогривається та займається.

✓ Чим більший діаметр камери згорання, тим довший шлях струменя і більше часу для його прогриву, займання та згорання в об'ємі.

При $p_k = 0,15$ МПа струмись швидше досягає стінки КЗ. Більше палива попадає на стінку КЗ. Це паливо повільніше прогривається, випаровується з поверхні стінки КЗ спалахує і горить поблизу неї. Процес тепловиділення затягується - це видно по кінцю характеристик швидкості тепловиділення.

При $p_k = 0,25$ МПа більше палива займається при русі струмені, так як краплі швидше прогриваються і втрачають швидкість. В результаті менше (в порівнянні з $p_k = 0,15$ МПа) палива потрапляє на стінки КЗ, і вони отримують більше тепла від палива, що вже горить, в б'ємі. Краплі на стінці КЗ швидше випаровуються і займаються (більше різке початок тепловиділення). Однак тривалість згорання ще достатньо велика, хоча і значно менше, чим при $p_k = 0,15$ МПа.

З подальшим підвищенням p_k від 0,35 до 0,45 МПа більше палива прогривається і займається в об'ємі мало палива потрапляє на стінку КЗ – згорання відбувається швидше: різкіше починається і швидше завершується.

Таким чином, тиск p до виступає як засіб перерозподілу кількості палива, що згорає в струмені (об'ємне сумішоутворення) та поблизу стінки КЗ (пристінне)

сумішоутворення). З підвищенням $p_{\text{до}}$ збільшується частка палива, згоряючого в початку процесу згоряння в умовах об'ємного сумішоутворення, при цьому в кінці процесу згоряння велика концентрація палива знаходиться у стінки КС.

З підвищенням діаметра $D_{\text{КС}}$ шлях струменя зростає і більше часу для неї прогріву, займання і згоряння. Менше палива потрапляє на стінку і більше згоряє в умовах об'ємного сумішоутворення, особливо це добре видно на прикладі малого тиску наддува ($p_{\text{к}} = 0,15$ МПа) при зіставленні кривих тепловиділення для діаметрів 67 і 100 мм.

Взаємна зміна $D_{\text{КС}} / h_{\text{КС}}$ сильно впливає на форму та рух палаючої хмари в середині та в кінці згоряння.

Підвищення тиску наддуву при всіх $D_{\text{КС}} / h_{\text{КС}}$ збільшує індикаторну потужність N_i і знижує питому індикаторну витрату палива g_i , так як при однаковій цикловій подачі збільшення $p_{\text{к}}$ призводить до зростання максимального тиску циклу, що за сталості робочого ходу призводить до більшої роботи розширення в заданому робочому об'ємі (рис. 3.12 та 3.13).

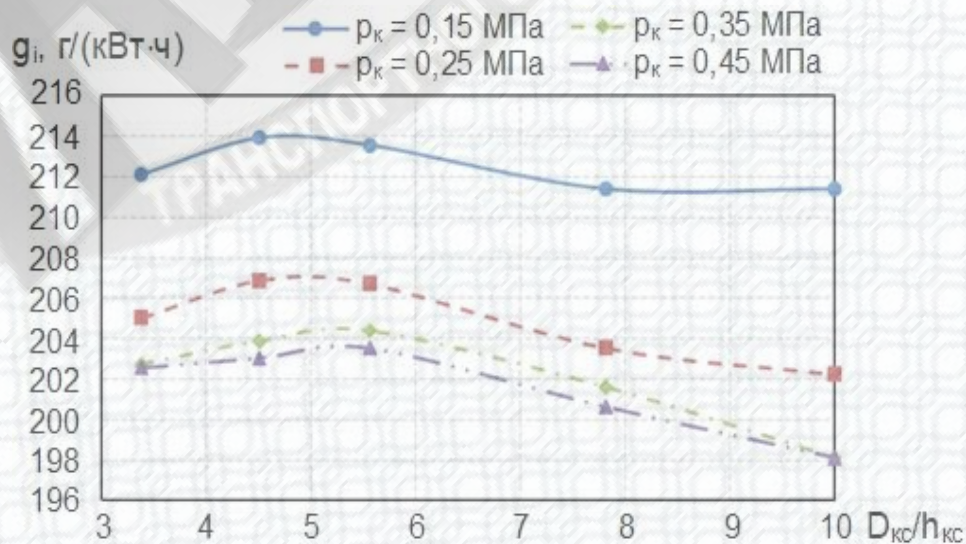


Рисунок 3.12 - Залежність g_i від зміни $p_{\text{к}}$ і $D_{\text{КС}} / h_{\text{КС}}$

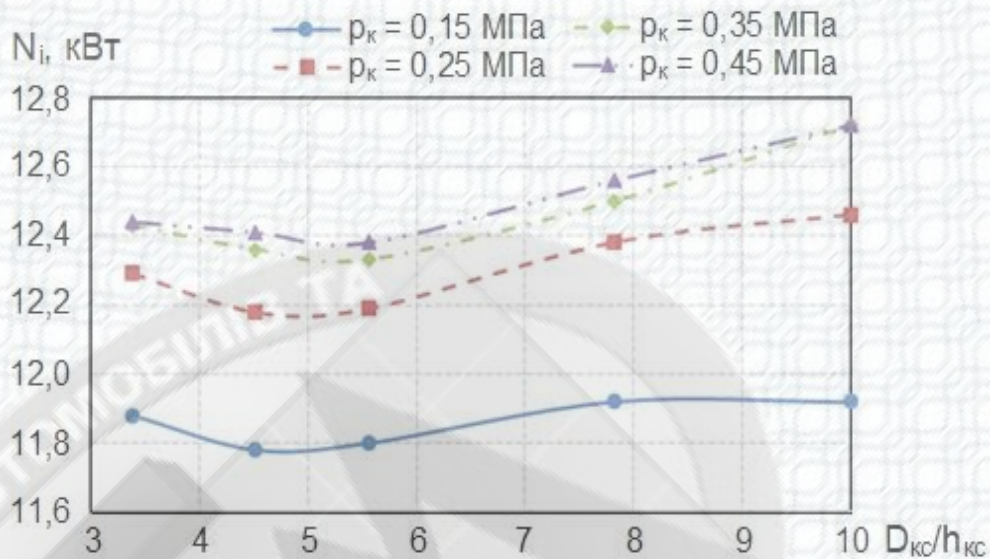


Рисунок 3.13 - Залежність N_i від зміни p_k і D_{kc} / h_{kc}

Зі зростанням D_{kc} / h_{kc} скорочується затримка займання (через збільшення частки об'ємного сумішоутворення) і збільшується кількість тепла, що віддається у стінки КЗ. З іншого боку, згоряння відбувається швидше із забезпеченням більшу роботу розширення. Наявність цих двох факторів визначають наявність перегинів у залежностях N_i та g_i від D_{kc} / h_{kc} . (Присутність оптимального значення D_{kc} / h_{kc}).

З підвищенням p_k процес тепловиділення починається раніше і більше палива згоряє. В результаті оптимальне значення D_{kc} / h_{kc} зміщується у бік великих значень, а діапазон зміни N_i і g_i стає більше. При цьому для 0,35 та 0,45 МПа характер зміни N_i та g_i відрізняється [18].

Зміна вмісту токсичних речовин і сажі у відпрацьованих газах дизеля при зміні $p_{до}$ та D_{kc} / h_{kc} показано на рис. 3.14.

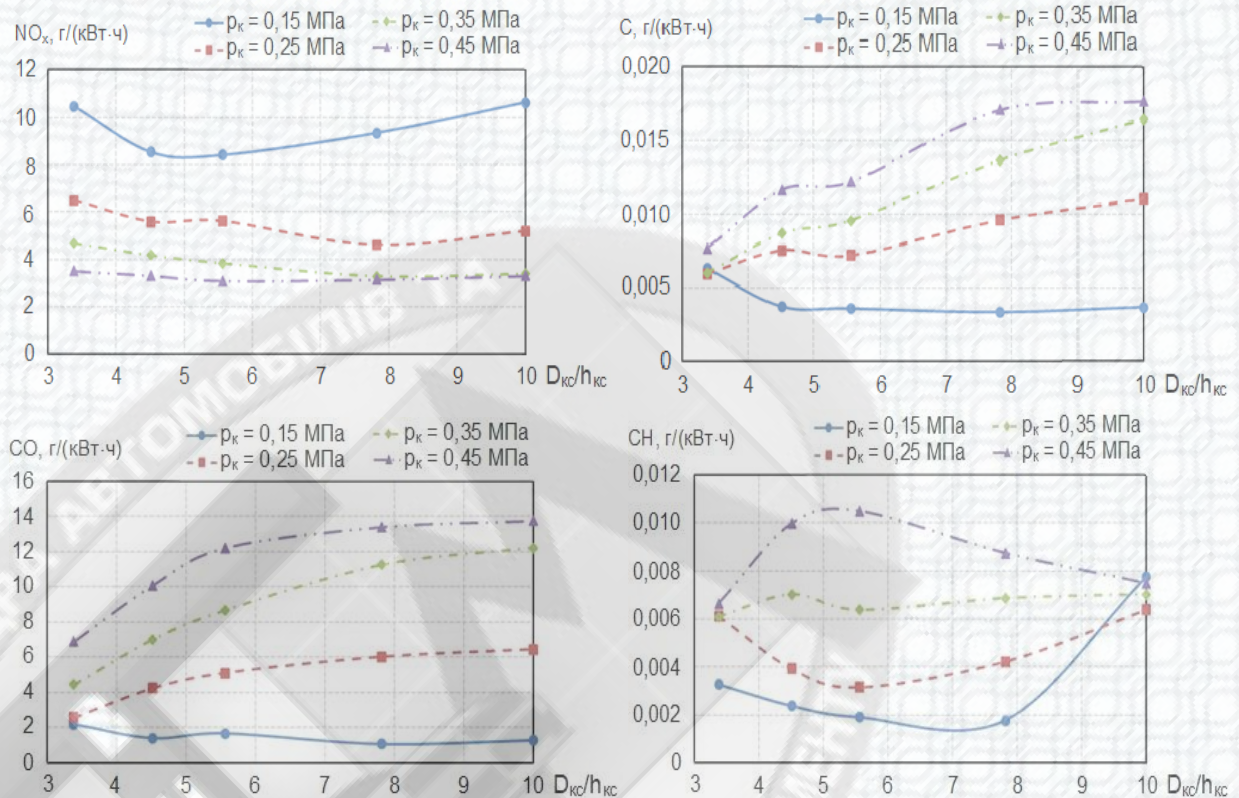


Рисунок 3.14 – Зміна вмісту токсичних речовин та сажі у відпрацьованих газах дизеля при зміні p_K і D_{KC}/h_{KC}

Причина зниження T_{max} і NO_x з зростанням p_K - це зменшення часу затримки займання. Інша причина: збільшення p_K сприяє збільшенню маси робітника тіла, що наводить до зростання α , зниження T_{max} та NO_x (рис.3.14). При високому наддуві геометрія КЗ мало впливає на NO_x , а за малого наддуву має сенс підбирати її геометрію для скорочення викидів оксидів азоту.

Крім того, можна також помітити, що при збільшенні частоти обертання двигуна частота циклів збільшується, і час згоряння кожного циклу зменшується. Тому, кількість NO_x буде зменшуватися з зростанням частоти обертання при тому ж діаметрі камери згоряння, кількості подачі палива, тиску впорскування та тиску наддува.

З отриманих результатів видно, що при $D_{KC} = 67$ мм, $p_K = 0,15$ МПа, $Q_{ц} = 120$ мг, отримане значення сажі дуже велике. Причина в тому, що кількість впорскуваного палива занадто велика на стінці камери згоряння. Через високу частоту обертання колінчастого валу, час згоряння за цикл скорочується,

кількість незгорілого палива збільшується. Це також причина великої кількості НС і СО в цих режимах.

Загальна тенденція СО і СН складається в тому, щоб збільшуватися з збільшенням тиску наддува, а також з збільшенням частоти обертання (за винятком $D_{\text{кк}} = 67$ мм, $Q_{\text{ц}} = 120$ мг і $p_{\text{вп}} = 150$ і 300 МПа). З підвищенням $p_{\text{к}}$ більше палива концентрується в меншому об'ємі: густина палива в об'ємі струмені підвищується, а сам струмінь відчуває більший опір руху.

3.2 Дослідження робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки

У дослідженні розглядається впорскування газу Брауна у впускний колектор дизельного двигуна. Для моделювання використовується одноциліндровий двигун 4ЧН9/10, змодельований в програмному середовищі AVL Boost. Форсунки для впорскування газу Брауна розташовані у впускній магістралі та відповідають за регулювання обсягів подачі газу.

Моделювання проводилося для умов частоти обертання двигуна 2200 об/хв, тиску у впускному колекторі $p_{\text{к}} 0,15$ і 0,35 МПа та частки газу Брауна в паливній суміші від 5% до 40%. При збільшенні частки газу Брауна відповідно зменшувалася кількість дизельного палива, щоб підтримувати постійну величину теплоти, що вводиться за цикл $Q_{\text{т}}$.

Тиск у камері згоряння та швидкість тепловиділення при використанні газу Брауна показано рис. 3.15. Через наявність води в газі Брауна, воно також потрапляє до КЗ та впливає на згоряння двигуна. В результаті, максимальне значення швидкості тепловиділення зменшується, і максимальний тиск у КЗ також зменшується.

Аналогічно зменшення тиску в камері згоряння відбувається зменшення індикаторної потужності двигуна. Чим більша кількість газу Брауна, тим менше індикаторна потужність і ККД. Результати показані на рис. 3.15.

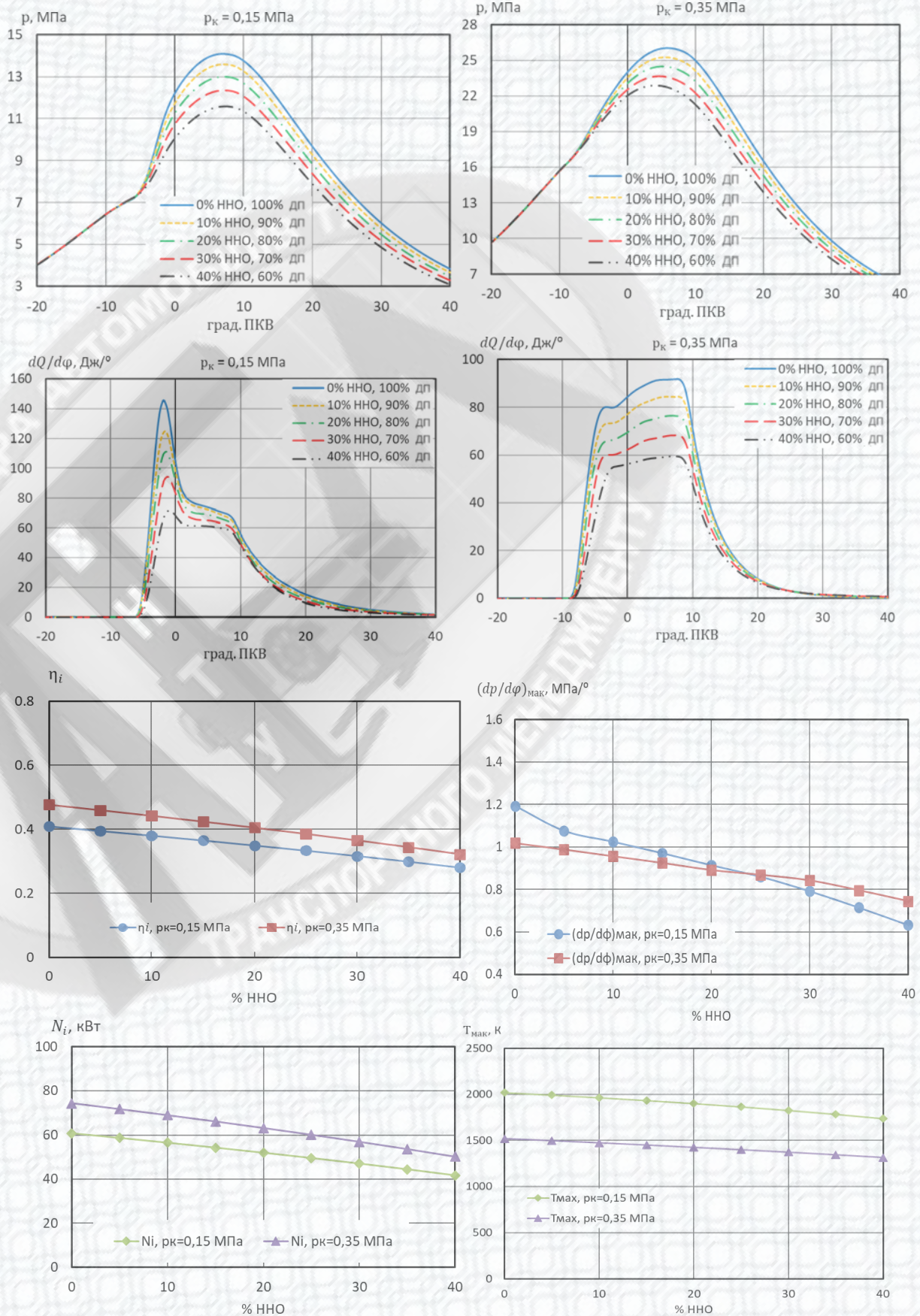


Рисунок 3.15 – Тиск і швидкість тепловиділення, ККД, N_i , $(dp/d\phi)_{max}$ та T_{max} при $p_k = 0,15$ та $0,35$ МПа

Оскільки Q_T не змінюється, кількість дизельного палива зменшується зі збільшенням кількості газу Брауна. Взаємозв'язок між Q_T і кількістю газу Брауна показано на малюнку 3.16.

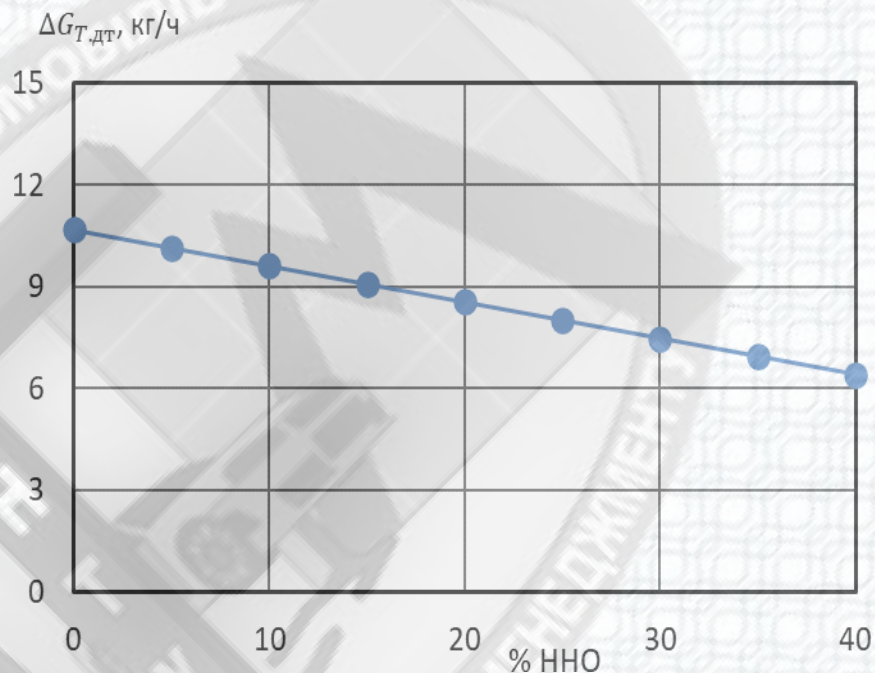


Рисунок 3.16 – Індикаторний витрата палива

Отримані результати показують, що при частці газу Брауна менше ніж 20% показники роботи двигуна знижуються незначно (менше ніж на 10%), ККД двигуна майже не змінюється, а витрата палива зменшується. Таким чином, за умов високого тиску впорскування палива оптимальним є використання газу Брауна у кількості, що не перевищує 20%.

Збільшення частки газу Брауна понад цей рівень призводить до зниження потужності двигуна та тиску в камері згоряння. Крім того, забезпечення достатньої кількості газу Брауна є технічно складним, оскільки вимагає збільшення ємності акумулятора, що встановлюється на транспортному засобі.

На рис. 3.17 представлені показники викидів двигуна при використанні газу Брауна. Із підвищенням частки газу Брауна у паливній суміші

спостерігається зростання викидів NO_x і CH , тоді як кількість сажі, CO та CO_2 має тенденцію до зниження.

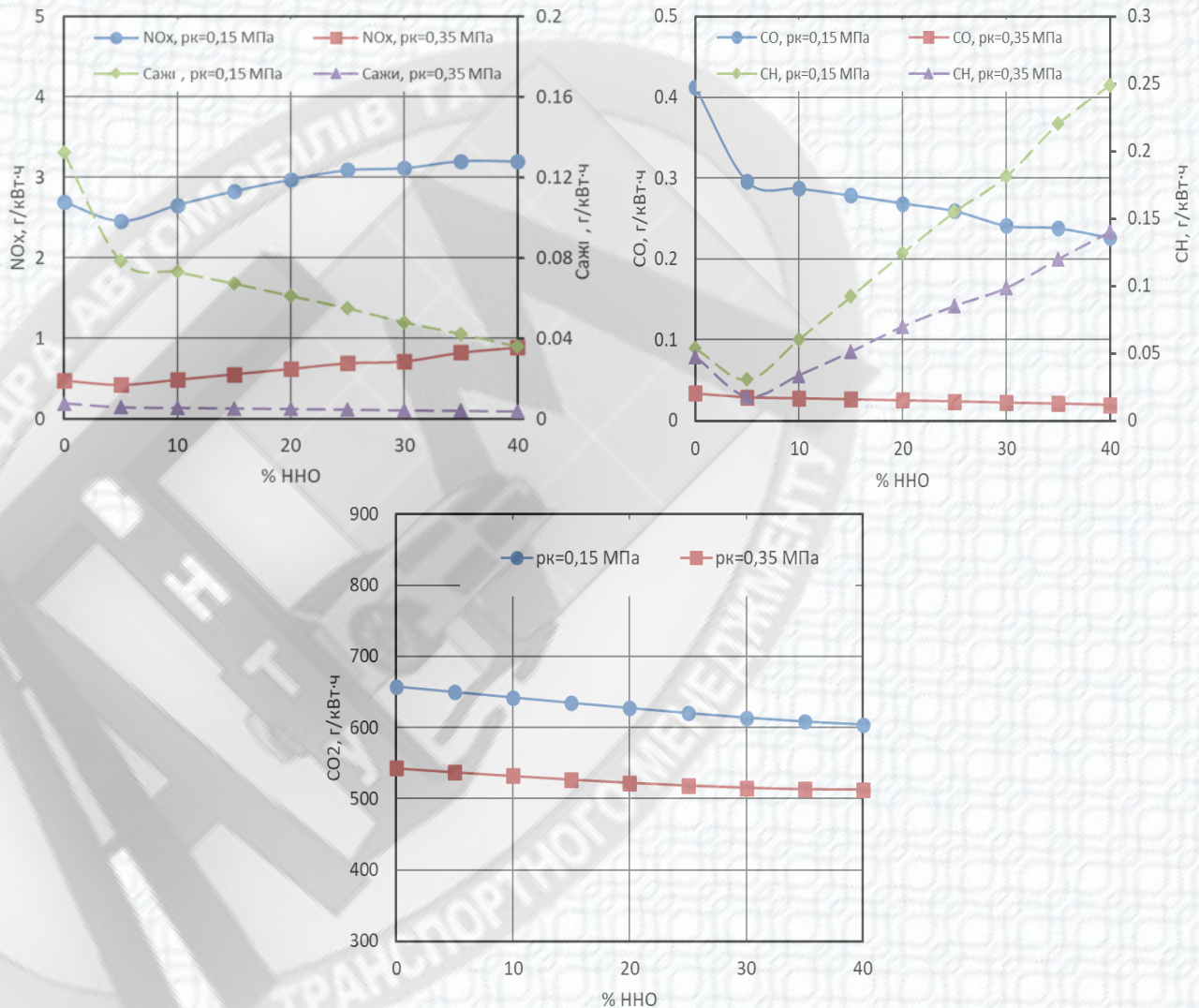


Рисунок 3.17 – Вплив частки газу Брауна, що подається, на екологічні показники дизеля 4ЧН 9/10

Хоча температура в камері згоряння зменшується, вона все ще перевищує поріг утворення NO_x . Крім того, у складі газу Брауна присутній кисень, який сприяє реакції між киснем і азотом, що призводить до утворення NO_x . Таким чином, використання газу Брауна збільшує кількість NO_x у викидах двигуна, причому зі зростанням вмісту газу Брауна утворення NO_x також зростає.

3.3 Визначення ефективності від використання газу Брауна в якості присадки

Для визначення фінансової вигоди від використання газу Брауна оцінювалась вартість витраченого палива в тому числі з використанням газу Брауна в якості присадки для автомобіля SCANIA P380 B8X4HZ. Витрата дизельного палива складає 35,6 л/100 км. Витрата палива за використання газу Брауна в якості присадки складає 30,4 л/100 км.

Для визначення вартості витраченої суміші палив було проведено аналіз цін на ринку нафтопродуктів України станом на листопад 2024 року середня вартість дизельного палива складає 50,4 грн/л.

Вартість 1-го кілометра руху транспортного засобу складає:

$$V_{ДП} = 35,6 \cdot 50,4 / 100 = 17,94 \text{ грн.}$$

$$V_{БР} = 30,4 \cdot 50,4 / 100 = 15,32 \text{ грн.}$$

Для оцінки доцільності використання газу Брауна в якості присадки необхідно розрахувати термін окупності встановлення додаткового обладнання на автомобіль SCANIA P380 B8X4HZ. Термін окупності переобладнання автомобіля визначається за формулою:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{V_{\text{пер}}}{S_{\text{міс}} \cdot (V_{\text{ДП}} - V_{\text{БР}})}, \quad (3.21)$$

де $S_{\text{міс}}$ – місячний пробіг автомобіля, км;

$V_{\text{пер}}$ – вартість переобладнання дизеля, грн;

$V_{\text{ДП}}$ – вартість проїзду 1-го кілометра на ДП, грн/км;

$V_{\text{БР}}$ – вартість проїзду 1-го кілометра при використанні газу Брауна в якості присадки, грн/км.

При визначенні вартості встановлення додаткового обладнання дизеля були враховані витрати на оплату робіт по його встановленню та вартість самого обладнання. Попередня вартість переобладнання складає $B_{пер} = 50800$ грн.

Здійснено розрахунок терміну окупності автомобіля SCANIA P380 B8X4HZ комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»; місячний пробіг становить 800 км.:

$$T_{окуп} = \frac{50800}{800 \cdot (17,94 - 15,32)} = 17,13 \text{ міс.}$$

Термін окупності для автомобіля SCANIA P380 B8X4HZ на який встановлено обладнання для використання газу Брауна в якості присадки становить близько 17 місяців.

Отже, використання системи живлення дизеля з використання газу Брауна в якості присадки на автомобіль SCANIA P380 B8X4HZ забезпечує економічну вигоду без погіршення його технічних показників, при покращенні екологічних. При цьому зменшення витрати палива складає до 15%, , що дає економію 262,08 грн на 100 км пробігу. Термін окупності встановлення додаткового обладнання становить приблизно 17 місяців.

3.4 Висновки до розділу 3

Проведені розрахункові дослідження показали наступне.

1. Тиск наддуву - спосіб перерозподілу кількість палива, яке згоряє в струмені та поблизу стінки камери згоряння. З підвищенням тиску наддуву збільшується частка палива, що згорає на початку процесу згоряння в умовах об'ємного сумішоутворення, при цьому в кінці процесу згоряння велика концентрація палива знаходиться біля стінок камери згоряння.

2. Зі зростанням відношення $D_{кв}/h_{кв}$ скорочується затримка самозаймання (через збільшення частки об'ємного сумішоутворення) та

збільшується кількість тепла, яка віддається в стінки камери згоряння. З іншої сторони, згоряння відбувається швидше з забезпеченням більшою роботою розширення.

3. При однаковій кількості палива, що подається за цикл та діаметрі отвору розпилювача, рівного 0,1 мм, швидкість тепловиділення двигуна в рази нижче, ніж коли діаметр отвори сопла становить 0,24 мм;

4. При використанні форсунки з маленьким діаметром отвору розпилювача зростають NO_x та дисперсні частинки. NO_x зменшується, коли впорскування палива починається близько або відразу після ВМТ. Знижується зміст CO і CH у відпрацьованих газах.

5. При збільшенні тиску впорскування палива з 150 до 300 МПа g_e збільшується на 4,89%, а N_i знижується на 4,32%.

6. При збільшенні кількості газу Брауна (0-40% від кількості теплоти, що підводиться з паливом) максимальний тиск в камері згоряння зменшується в обох випадках тиску p_k (0,15 і 0,35 МПа) при цьому кількість NO_x і CH зростають, в то час кількість сажі, CO і CO_2 має тенденцію до зменшення.

ВИСНОВКИ

1. У роботі проведено дослідження еколого-економічних показників використання водневмісного палива (газу Брауна) та підвищення тиску в акумуляторі для покращення робочого процесу дизеля.

2. Розроблено схему паливної системи подачі газу Брауна у впускний канал та його виробництва безпосередньо на автомобілі. Для підвищення ефективності процесу електролізу використовують розчин електроліту NaOH. Концентрація NaOH 4 г/л забезпечує оптимальну ефективність процесу електролізу та максимальний вихід газу Брауна на усіх режимах роботи.

3. При подачі утвореного газу Брауна у впускний канал дизеля 4ЧН 9/10 відбувається зростання потужності та підвищення ефективного ККД при всіх навантаженнях і частотах обертання колінчастого вала. Так, у порівнянні з роботою на дизельному паливі, η_e збільшився максимально на 5,5% при $n = 2400 \text{ хв}^{-1}$, а M_e зріс на 6,7%. Викиди твердих частинок і вуглекислого газу знижуються, а оксиду азоту збільшуються. Так при частоті обертання колінчастого валу $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, вміст твердих частинок в відпрацьованих газах скоротилися на 24,5%, а вміст вуглекислого газу знизився на 30% при роботі двигуна на частоті обертання колінчастого валу $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

4. У результаті проведених досліджень встановлено, що при зростанні тиску в паливному акумуляторі до з 50 до 250 МПа збільшується інтенсивність утворення NO_x в початку тепловиділення і знижується до кінця.

- При моделюванні робочого процесу дизеля 1ЧН 12/13 з $p_{\text{ак}} = 300 \text{ МПа}$ встановлено, що по мірі збільшення кількості газу Брауна (0 до 40% від кількості теплоти, що підводиться з паливом) максимальний тиск в камері згоряння

зменшується при цьому кількість NO_x і CH зростають, в то час кількість сажі, CO і CO_2 має тенденцію до зменшення.

5. Використання газу Брауна в якості присадки в автомобіля SCANIA P380 B8X4HZ забезпечує економічну вигоду без погіршення його технічних показників, при покращенні екологічних. При цьому зменшення витрати палива складає до 15%, , що дає економію 262,08 грн на 100 км пробігу. Термін окупності встановлення додаткового обладнання становить приблизно 17 місяців.



СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галушак О.О. Поліпшення показників дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки // О.О. Галушак, С.В. Кердун / Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2025)» – ВНТУ, 2024. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2025/paper/view/22861/18889>
2. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для здобувачів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» [Електронний ресурс] / уклад.: В. В. Біліченко, С. В. Цимбал, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2024. – 90 с.
3. Зайченко Н. Я., Сльота А. Ф. Розробка конструкції генератору газу Брауна циркулюючого типу [Текст] / Н. Я. Зайченко, А. Ф. Сльота / Матеріали XXI міжнародного молодіжного форуму «Радіoeлектроніка та молодь у XXI столітті» Сб. матеріалів форуму. Т.2. – Харків: ХНУРЕ – С. 35-36.
4. Azimov, U. Premixed mixture ignition in the end-gas region (PREMIER) combustion in a natural gas dual-fuel engine: Operating range and exhaust emissions / U. Azimov, E. Tomita, N. Kawahara, Y. Harada // International Journal of Engine Research. – 2011. – Vol. 12(5). – P. 484–497.
5. Karim, G. A. Combustion in gas fueled compression: Ignition engines of the dual fuel type / G. A. Karim // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – Vol. 125 (3). – P. 827–836.
6. Сльота А. Ф., Зайченко Н. Я. Дослідження параметрів конструкції генератора газу Брауна [Текст] / А. Ф. Сльота, Н. Я. Зайченко, С. В. Румега, А. М. Вергунов / Шоста міжнародна наукова конференція студентів та молодих вчених «Сучасні інформаційні технології» Сб. матеріалів конференції. – Одеса: ІКС – С. 71-72.

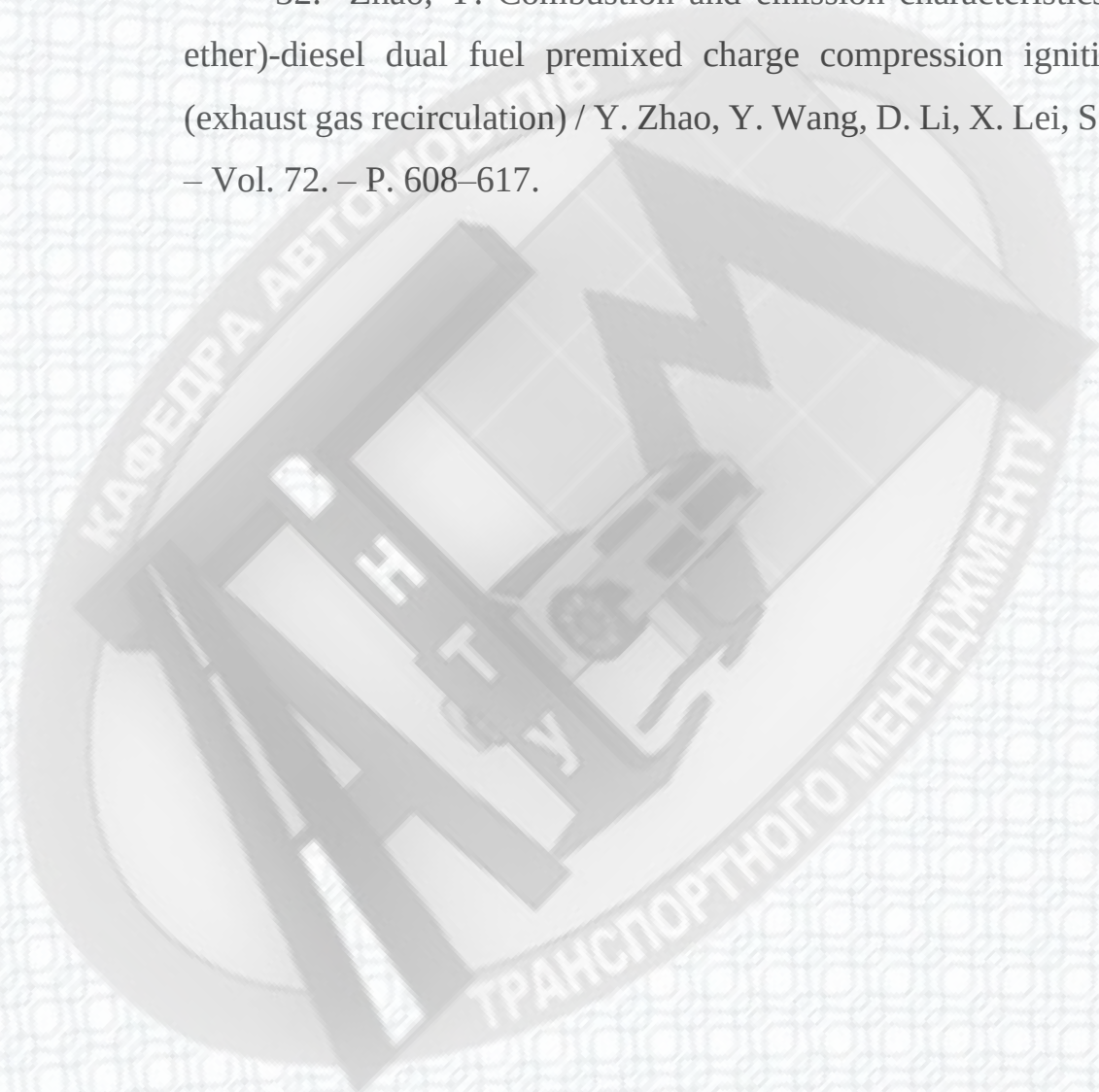
7. Український Є. О. Підвищення паливної економічності транспортних засобів категорії 3: Автореферат дис. Канд. Тех. наук, - Житомир, 2021. – 25 с.
8. Пакетний гідролізер [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://ae04.alicdn.com/kf/HTB1tqm7dQ WBu jSppq6xPgpXaI.jpg>.
9. Принцип роботи електролізера Стенлі Майера [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/98/12. Простий Електролізер \[Електронний ресурс\] – Режим доступу до ресурсу: https://otivent.com/wpcontent/uploads/2017/09/Jelektrohimicheskoe_rasshheplenie_vody-min.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/98/12. Простий Електролізер [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://otivent.com/wpcontent/uploads/2017/09/Jelektrohimicheskoe_rasshheplenie_vody-min.jpg).
10. Електролізер Стенлі Майера [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://i.pinimg.com/originals/88/b3/12/88b312f36f7cc2bd2847cea75a34d160.jpg>
11. McTaggart-Cowan, G. NO_x reduction from a heavy-duty diesel engine with direct injection of natural gas and cooled exhaust gas recirculation / G. McTaggart- Cowan, W. K. Bushe, P. G. Hill, S. R. Munshi // International Journal of Engine Research.
12. Ouellette, P. High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas in Diesel Engines / Patric Ouellette // NGV: Transp. for the New Century: Proc. 7-th Intern. Conf. and Exhibition on Natural Gas Vehicles. – 2000. – Vol. PS1. – P. 235–242.
13. Ouellette, P. Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines / Patric Ouellette, Alan Welch // Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines // Westport Innovations Inc 1700 West 75th Avenue Vancouver, BC, V6P 6P2.
14. Shatrov, M. G. A control method of fuel distribution by combustion chamber zones and its dependence on injection conditions / M. G. Shatrov, V. I. Malchuk, A. Y. Dunin, I. G. Shishlov, V. V. Sinyavski // Thermal Science. – 2018. – Vol. 22. – P. S1425–S1434.

15. Shin, B. Hydrogen effects on NO_x emissions and brake thermal efficiency in a diesel engine under low-temperature and heavy-EGR conditions / B. Shin, Y. Cho, D. Han, S. Song, K. M. Chun // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2011. – Vol. 36(10). – P. 6281–6291.
16. Shirk, M. G. Investigation of a hydrogen-assisted combustion system for a light-duty diesel vehicle / M. G. Shirk, T. P. McGuire, G. L. Neal, D. C. Haworth // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2008. – Vol. 33, no. 23. – P. 7237–7244.
17. Singh, S. P. Biodiesel production through the use of different sources and characterization of oils and their esters as the substitute of diesel: A review / S. P. Singh, D. Singh // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2010. – Vol. 14(1). – P. 200–216.
18. Stanton, D. W. Systematic Development of Highly Efficient and Clean Engines to Meet Future Commercial Vehicle Greenhouse Gas Regulations / D. W. Stanton // *SAE International Journal of Engines*. – 2013. – Vol. 6(3). – P. 1395 – 1480.
19. Sun, L. Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel-natural-gas engine / L. Sun, Y. Liu, K. Zeng R. Yang, Z. Hang // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. – 2015. – Vol. 229(2). – P. 235–246.
20. Szwaja, S. Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine / S. Szwaja, K. Grab-Rogalinski // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2009. – Vol. 34(10). – P. 4413–4421.
21. Santos, T. V. M. Viscosity and density measurements on liquid n-tetradecane at moderately high pressures / T. V. M. Santos, M. F. V. Pereira, H. M. N. T. Avelino et al. // *Fluid Phase Equilibria*. – 2017. – Vol. 453. – P. 46–57.
22. Tamilselvan, P. A comprehensive review on performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engines / P. Tamilselvan, N. Nallusamy, S. Rajkumar // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2017. – Vol. 79. – P. 1134–1159.

23. Theinnoi, K. Engine Performance of Dual Fuel Operation with In-cylinder Injected Diesel Fuels and In-Port Injected DME. K. Theinnoi, P. Suksompong, W. Temwutthikun // *Energy Procedia*. – 2017. – Vol. 142. – P. 461–467.
24. Tira, H. S. Characteristics of LPG-diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methyl ester and gas-to-liquid diesel fuels / H. S. Tira, J. M. Herreros, A. Tsolakis, M. L. Wyszynski // *Energy*. – 2012. – Vol. 47(1). – P. 620–629.
25. Torres-Jimenez, E. Physical and chemical properties of ethanol-biodiesel blends for diesel engines / E. Torres-Jimenez, M. Svoljšak-Jerman, A. Gregorc, I. Lisec, M. P. Dorado, B. Kegl // *Energy and Fuels*. – 2010. – Vol. 24(30). – P. 2002–2009.
26. Vera-Tudela, W. An experimental study of a very high-pressure diesel injector (up to 5000 bar) by means of optical diagnostics / W. Vera-Tudela, R. Haefeli, C. Barro, B. Schneider, K. Boulouchos // *Fuel*. – 2020. – Vol. 275. – 17 p. – 2004. – Vol. 5(2). – P. 175–191.
27. Yao, C. Impacts of nozzle geometry on spray combustion of high pressure common rail injectors in a constant volume combustion chamber / C. Yao, P. Geng, Z. Yin, J. Hu, D. Chen, Y. Ju // *Fuel*. – 2016. – Vol. 179. – P. 235–245.
28. Yilmaz, A. C. Effect of hydroxy (HHO) gas addition on performance and exhaust emissions in compression ignition engines / A. C. Yilmaz, E. Uludamar, K. Aydin // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2010. – Vol. 35, no. 20. – P. 11366–11372.
29. Ying, W. Study on the application of DME/diesel blends in a diesel engine / W. Ying, L. Genbao, Z. Wei, Z. Longbao // *Fuel Processing Technology*. – 2008. – Vol. 89(12). – P. 1272–1280.
30. Yip, H. L. A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion / H. L. Yip, A. Srna, A. C. Y. Yuen, Sanghoon Kook, R. A. Taylor, G. H. Yeoh, P. R. Medwell, Qing Nian Chan // *Applied Sciences (Switzerland)*. – 2019. – Vol. 9(22). – 30 p.

31. Zhang, G. Effects of highly dispersed spray nozzle on fuel injection characteristics and emissions of heavy-duty diesel engine / G. Zhang, X. Qiao, X. Miao, J. Hong, J. Zheng // *Fuel*. – 2012. – Vol. 102. – P. 666–673.

32. Zhao, Y. Combustion and emission characteristics of a DME (dimethyl ether)-diesel dual fuel premixed charge compression ignition engine with EGR (exhaust gas recirculation) / Y. Zhao, Y. Wang, D. Li, X. Lei, S. Liu // *Energy*. – 2014. – Vol. 72. – P. 608–617.





ДОДАТКИ

Додаток А (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ ПРИ
ВИКОРИСТАННІ ГАЗУ БРАУНА В ЯКОСТІ ПРИСАДКИ НА БАЗІ
ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «ГРУПА
КОМПАНІЙ «АВТОСТРАДА»» МІСТО ВІННИЦЯ

(Назва магістерської кваліфікаційної роботи)

ІЛЮСТРАТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДО
МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Поліпшення показників робочого процесу дизеля при використанні газу
Брауна в якості присадки на базі товариства з обмеженою відповідальністю
«Група компаній «Автострада»» місто Вінниця

Керівник роботи к.т.н., доц.
Розробив студент гр. 2АТ-23м

 Галушчак О.О.
 Кердун С.В.

Мета роботи — покращення екологічних та енергоекономічних показників робочого процесу дизеля шляхом застосування водневмісного палива на базі товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“».

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- провести аналіз впливу водневмісного палива на показники роботи дизеля при його подачі разом із дизельним паливом;
- проаналізувати вплив підвищення тиску в паливному акумуляторі та тривалості керуючого імпульсу на форму характеристики впорскування електрогідравлічної форсунки;
- провести розрахункові дослідження і розробити рекомендації щодо формування робочого процесу дизеля при спільній подачі водневмісного та дизельного палива з підвищенням тиску в паливному акумуляторі.

Об'єкт дослідження – протікання робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки.

Предмет дослідження – екологічні та енергоекономічні показники робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки.

Новизна одержаних результатів.

- Проаналізовано взаємний вплив високих тисків наддуву (до 0,45 МПа) та впорскування (до 300 МПа) на показники робочого процесу дизеля залежно від геометричних параметрів його камери згоряння, швидкісних і навантажувальних режимів роботи.
- Рекомендації щодо формування робочого процесу дизеля при спільній подачі водневмісного та дизельного палива з підвищенням тиску в паливному акумуляторі.
- Проведено аналіз впливу водневмісного палива на показники роботи дизеля при спільній подачі з дизельним паливом.
- .

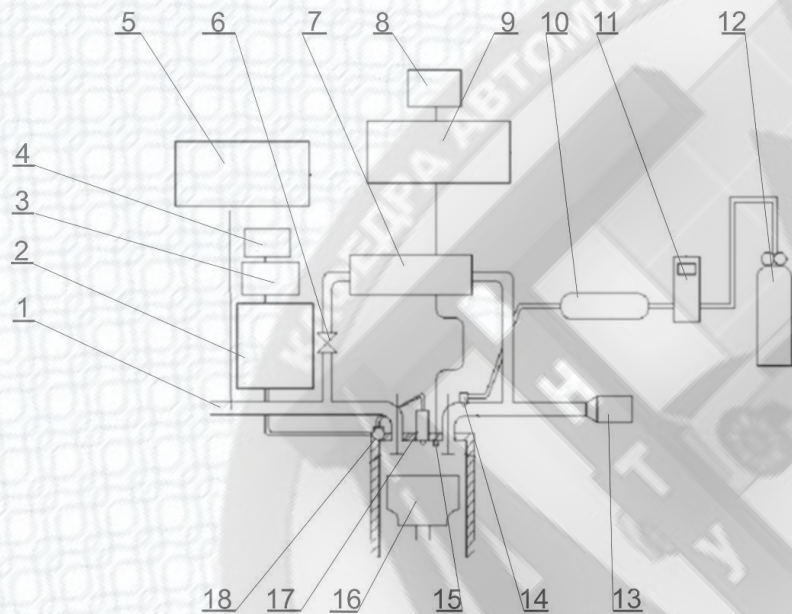
Характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній „Автострада“» 4

ТОВ «Група компаній „Автострада“» - найбільша будівельна компанія України.
Була зареєстрована 01.12.2015 року за адресою м. Вінниця, вул. Праведників світу, 4.

Автопарк ТОВ «Група компаній „Автострада“»

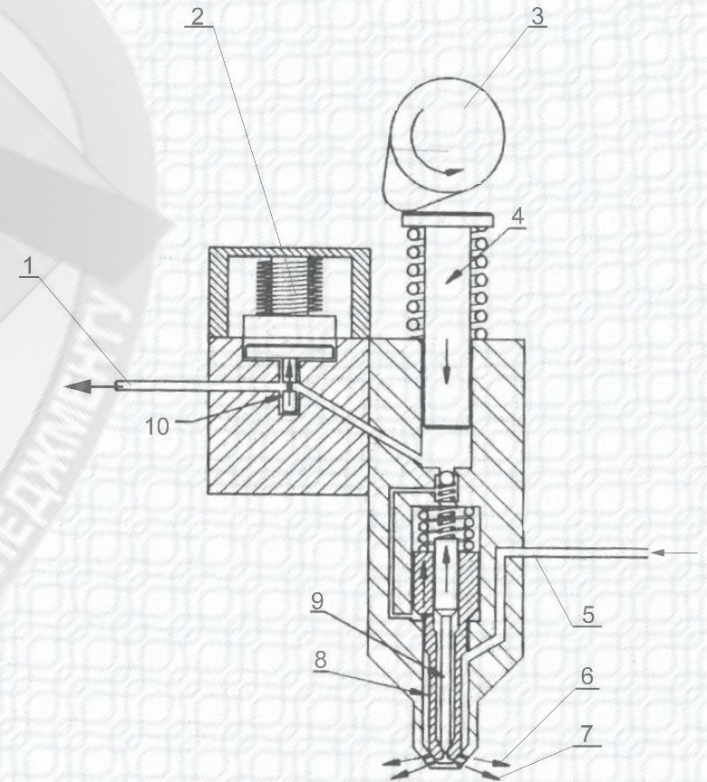


Схема подачі водню у впускний трубопровід дизеля



1 – випускний трубопровід; 2 – паливний насос високого тиску; 3 – електронний блок керування; 4 – керуючий комп'ютер; 5 – газоаналізатор; 6 – клапан рециркуляція відпрацьованих газів; 7 – охолоджувач рециркульованих газів; 8 – комп'ютер для реєстрації внутрішньоциліндрових процесів; 9 – система збору та аналізу даних; 10 – розширювальний бак; 11 – регулятор масового витрати водню; 12 – балон із воднем; 13 – впускний трубопровід; 14 – газова форсунка; 15 – датчик тиску; 16 – поршень; 17 – форсунка для подачі дизельного палива; 18 – акумуляторна паливна система

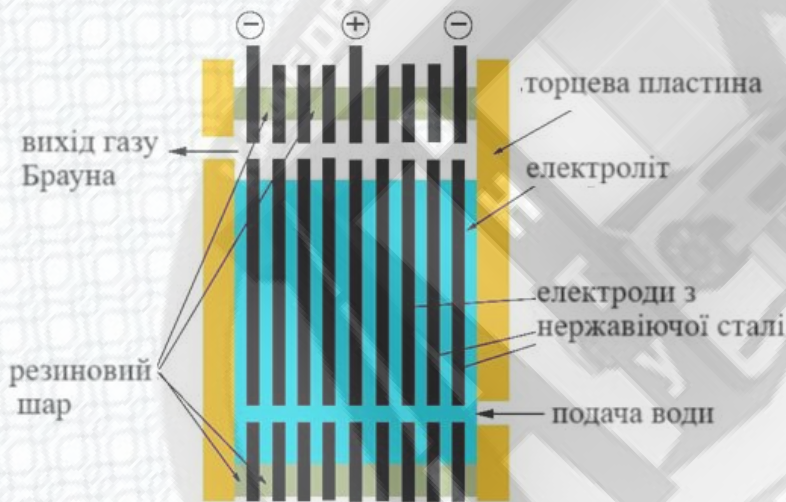
Конструкція воднево-дизельної насос-форсунки



1 – лінія зливу дизельного палива; 2 – електромагніт; 3 – кулачковий вал; 4 – плунжер; 5 – лінія подачі водню; 6 – водневий паливний струмінь; 7 – дизельний паливний струмінь; 8 – голка для подачі водню; 9 – голка для подачі дизельного палива; 10 – керуючий клапан

В основу роботи генератора отримання газу Брауна на борту транспортного засобу лежить електроліз води в присутності каталізатора – натрію

Схема генератора газу Брауна



Об'єм генерованого газу Брауна розраховується по рівнянню Фарадея:

$$M = \frac{\mu \cdot I \cdot t}{n \cdot F},$$

де M – маса газу, що утворюється;

μ – молярна маса речовини, отриманої на електрод;

I – сила струму;

t – час електролізу;

n – число електронів;

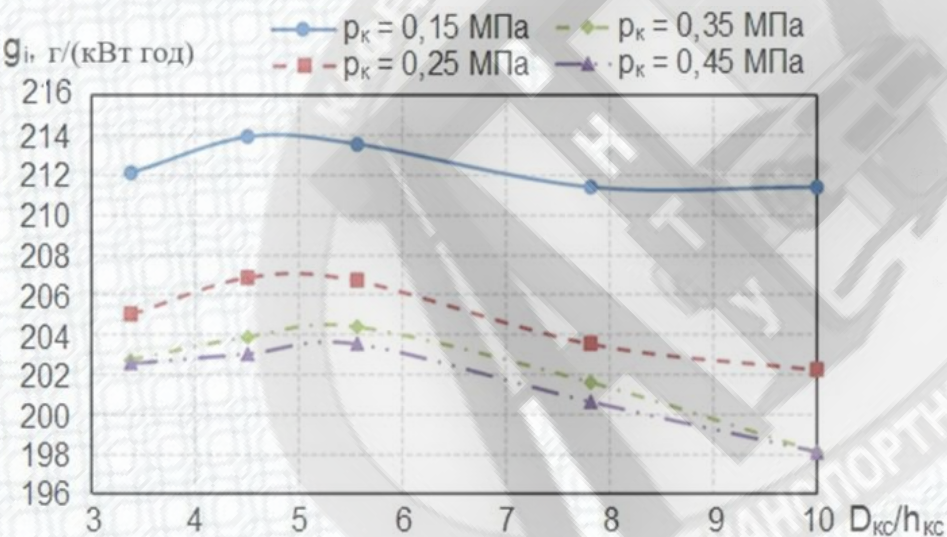
F – число Фарадея (96500 Кл/моль).

На електродах генератора протікають наступні реакції:

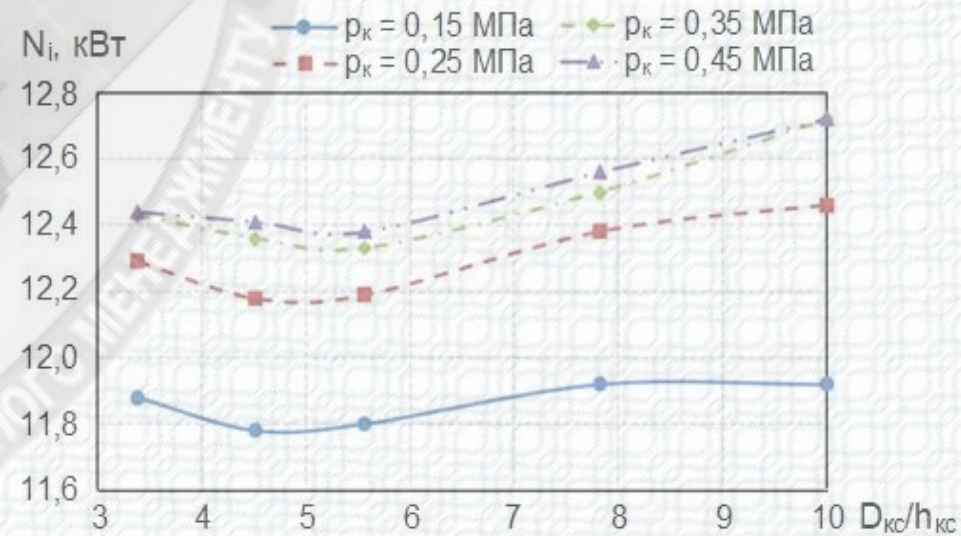
- на аноді: $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 4\text{H}^+ + \text{O}_2 + 4\text{e}^-$;
- на катоді: $4\text{H}^+ + 4\text{e}^- \rightarrow 2\text{H}_2$.

Дослідження впливу підвищення тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля

Залежність g_i від зміни p_k і D_{kc} / h_{kc}



Залежність N_i від зміни p_k і D_{kc} / h_{kc}

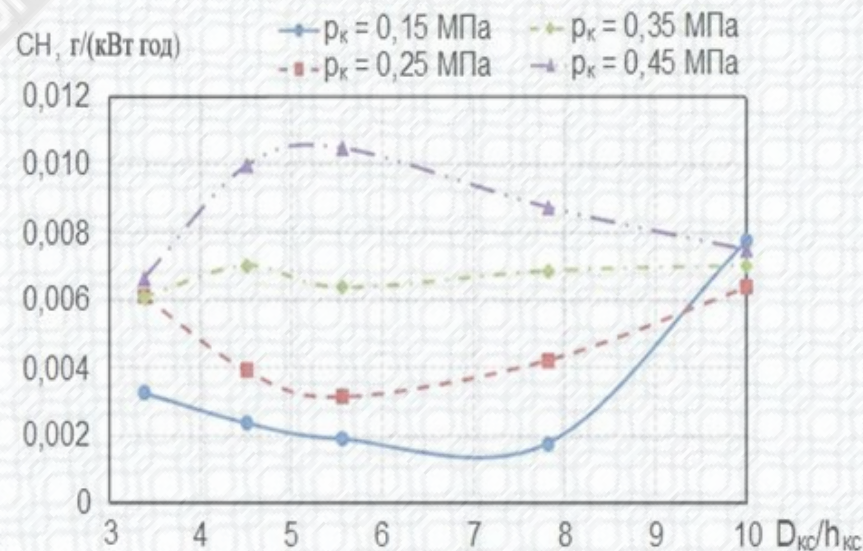
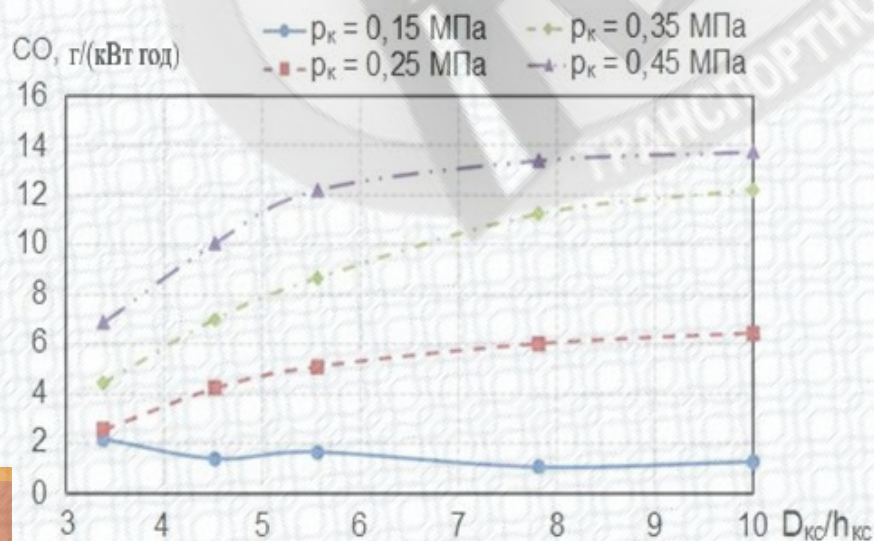
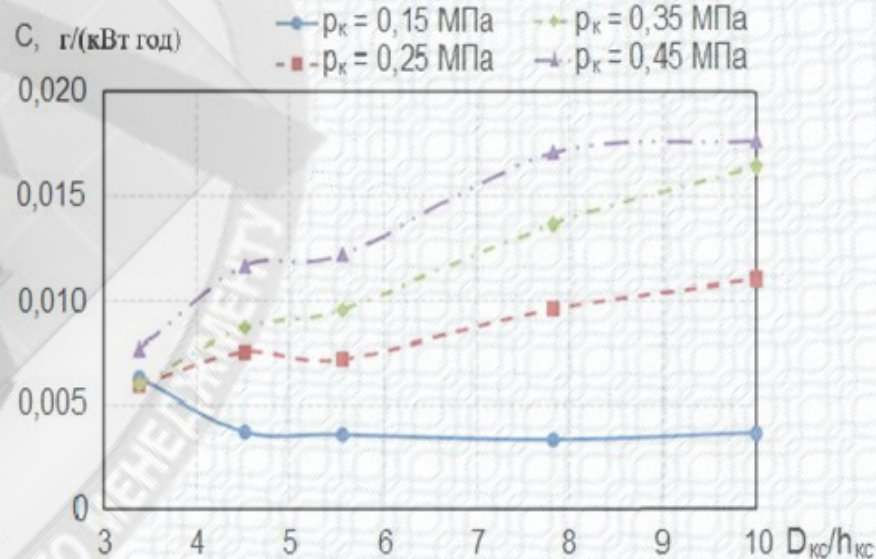
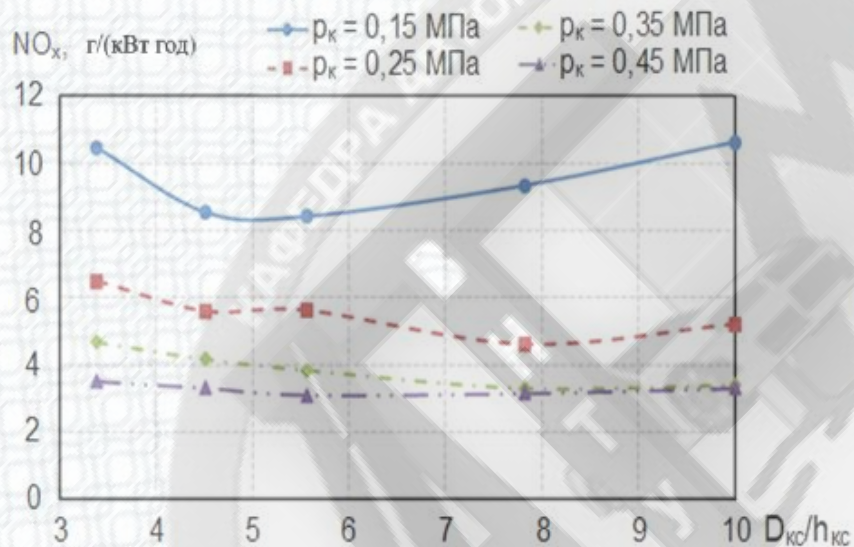


Підвищення тиску наддуву при всіх D_{kc} / h_{kc} збільшує індикаторну потужність N_i і знижує питому індикаторну витрату палива g_i

Дослідження впливу підвищення тиску впорскування дизельного палива на показники дизеля

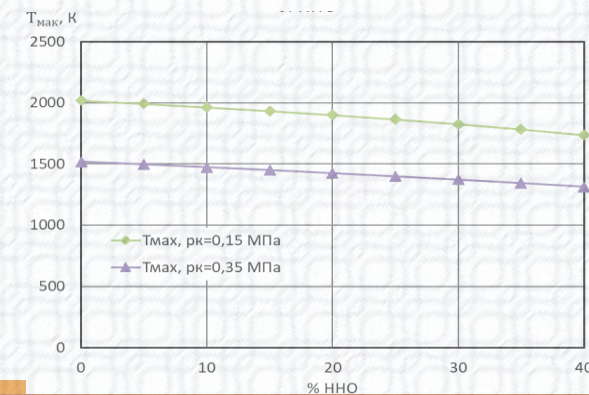
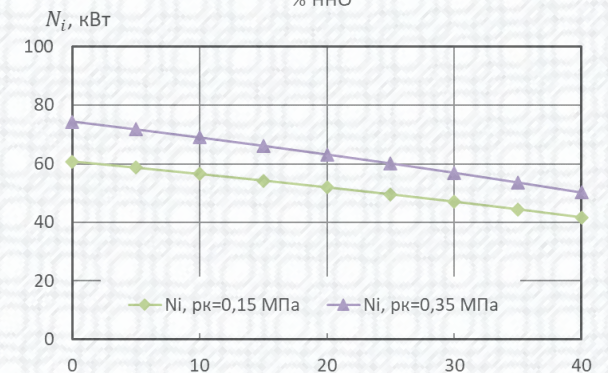
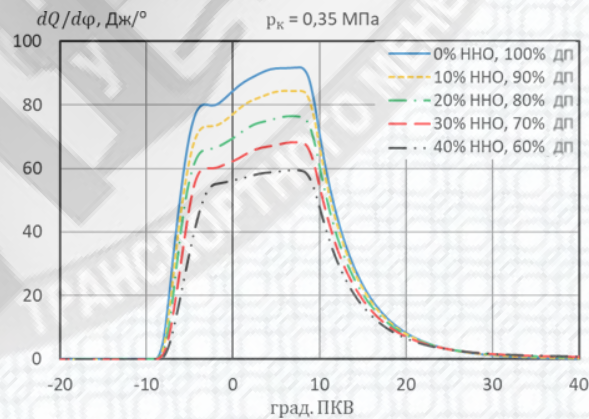
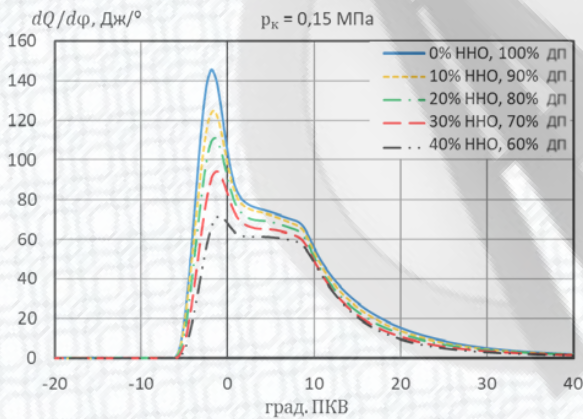
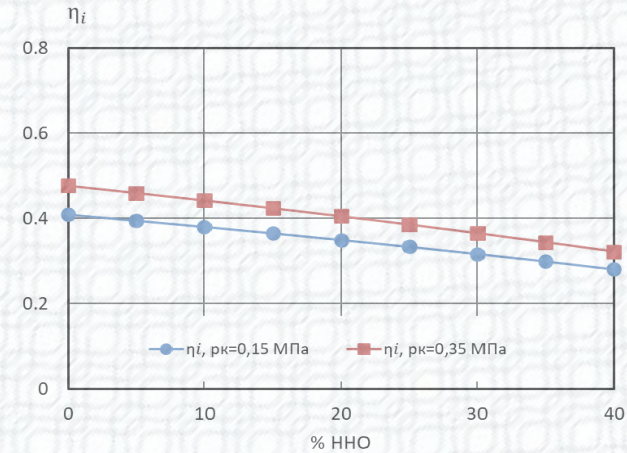
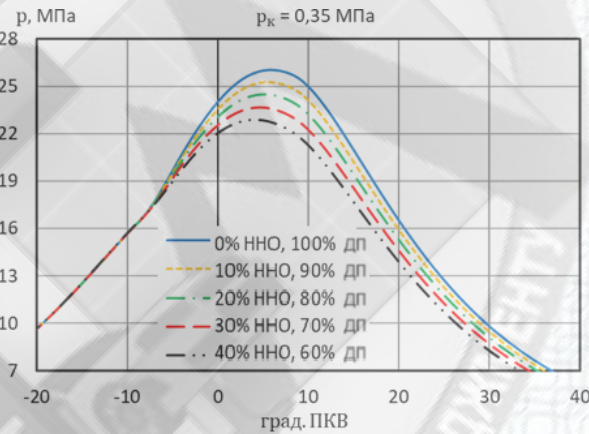
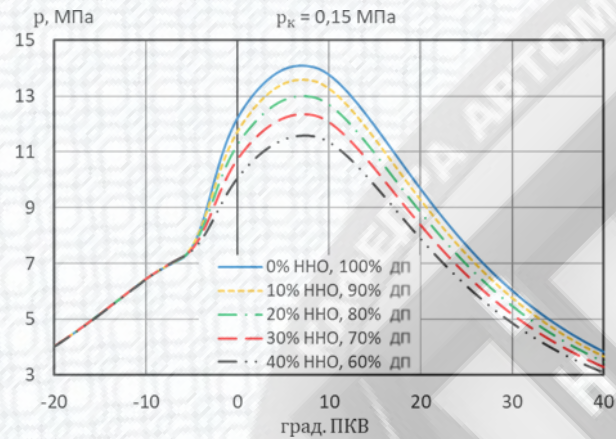
8

Зміна вмісту токсичних речовин та сажі у відпрацьованих газах дизеля



Дослідження робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки

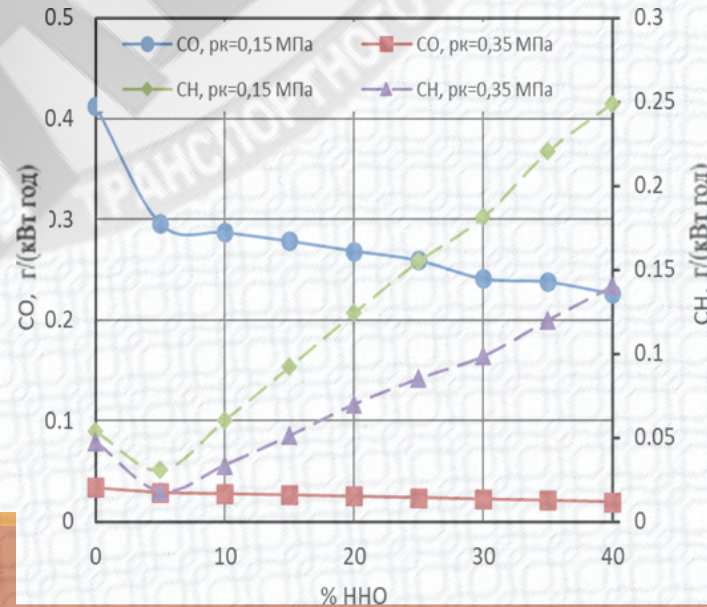
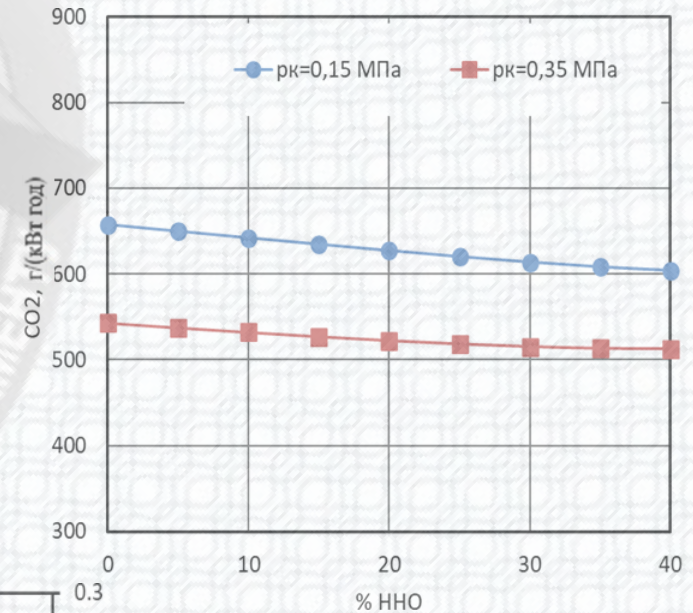
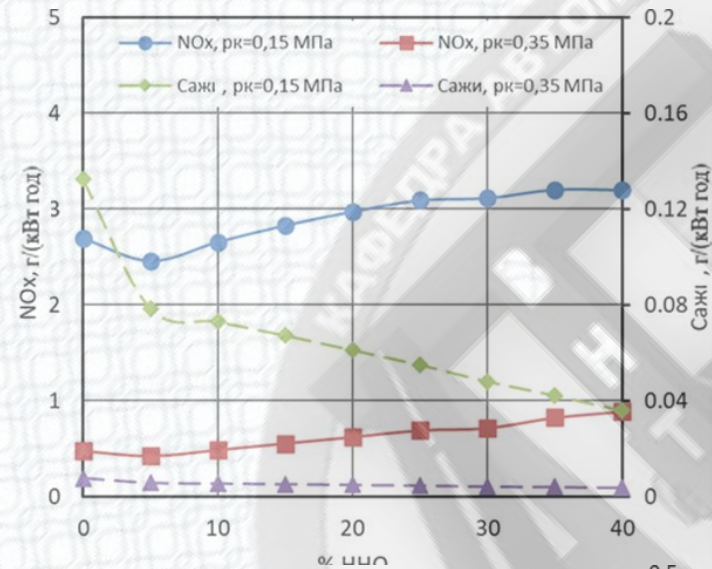
9



Дослідження робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки

10

Вплив частки газу Брауна, що подається, на екологічні показники дизеля



ВИСНОВКИ

1. У роботі проведено дослідження еколого-економічних показників використання водневмісного палива (газу Брауна) та підвищення тиску в акумуляторі для покращення робочого процесу дизеля.
2. Розроблено схему паливної системи подачі газу Брауна у впускний канал та його виробництва безпосередньо на автомобілі. Для підвищення ефективності процесу електролізу використовують розчин електроліту NaOH. Концентрація NaOH 4 г/л забезпечує оптимальну ефективність процесу електролізу та максимальний вихід газу Брауна на усіх режимах роботи.
3. При подачі утвореного газу Брауна у впускний канал дизеля 4ЧН 9/10 відбувається зростання потужності та підвищення ефективного ККД при всіх навантаженнях і частотах обертання колінчастого вала. Так, у порівнянні з роботою на дизельному паливі, η_e збільшився максимально на 5,5% при $n = 2400 \text{ хв}^{-1}$, а M_e зріс на 6,7%. Викиди твердих частинок і вуглекислого газу знижуються, а оксиду азоту збільшуються. Так при частоті обертання колінчастого валу $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, вміст твердих частинок в відпрацьованих газах скоротилися на 24,5%, а вміст вуглекислого газу знизився на 30% при роботі двигуна на частоті обертання колінчастого валу $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.
4. У результаті проведених досліджень встановлено, що при зростанні тиску в паливному акумуляторі з 50 до 250 МПа збільшується інтенсивність утворення NO_x в початку тепловиділення і знижується до середини і кінця.

При моделювання робочого процесу дизеля 1ЧН 12/13 з $p_{\text{ак}} = 300 \text{ МПа}$ встановлено, що по мірі збільшення кількості газу Брауна (0 до 40% від кількості теплоти, що підводиться з паливом) максимальний тиск в камері згоряння зменшується при цьому кількість NO_x і СН зростають, в то час кількість сажі, CO і CO_2 має тенденцію до зменшення.

Додаток Б (обов'язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА
НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

Назва роботи: Поліпшення показників робочого процесу дизеля при використанні газу Брауна в якості присадки на базі товариства з обмеженою відповідальністю «Група компаній «Автострада»» місто Вінниця

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 73 % Схожість 27 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

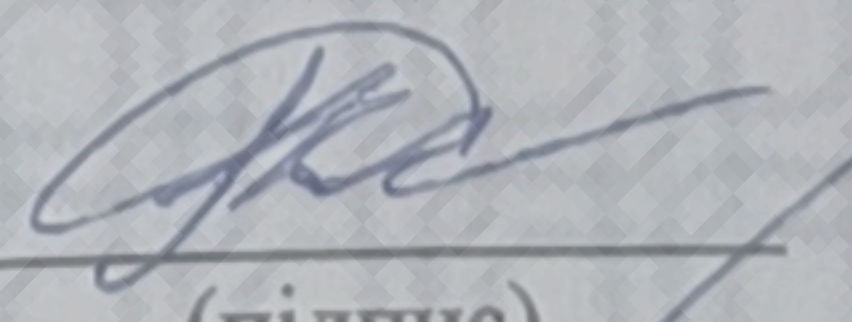
Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

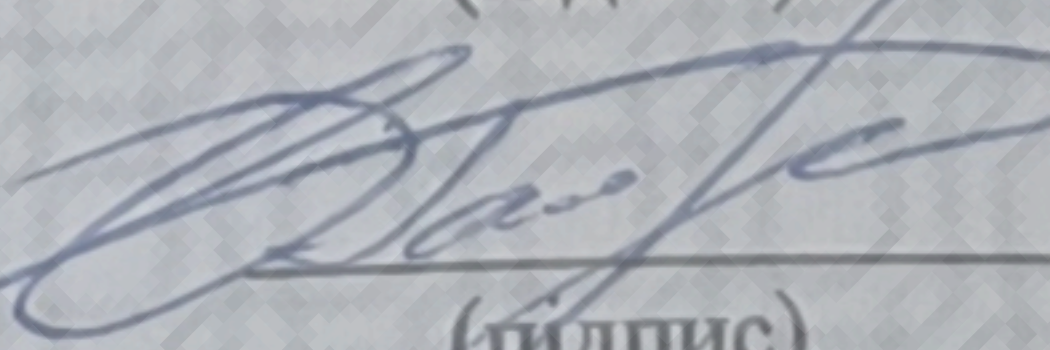
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Кердун С.В.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Галушак О.О.
(прізвище, ініціали)