

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Західноукраїнський національний університет
Вінницький навчально-науковий інститут економіки
Кафедра економіки, обліку та оподаткування

Трохимчук В.С.

Покращення роботи дизельних двигунів при використанні
альтернативних видів палива
Refinement of diesel engines with the use of alternative types of
combustion

Спеціальність 274 – Автомобільний транспорт
Кваліфікаційна робота

Виконав студент групи
АТмвн-21

Кваліфікаційна робота
Допущено до захисту
_____ 2024 р.
Завідувач кафедри
_____ В.М.Пилявець

Вінниця 2024

АНОТАЦІЯ

Трохимчук В.С. Покращення роботи дизельних двигунів при використанні альтернативних видів палива . - Рукопис.

Дослідження на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», освітньо-професійна програма. - Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, 2024.

У роботі удосконалено методику для розрахунку параметрів перебігу палива у форсунці розпилювача за допомогою програмного комплексу AnsysFluent, провести розрахункові дослідження впливу геометрії проточної частини розпилювачів на параметри потоку палива, досліджено ефективність використання вуглецевих нанотрубок як екологічної добавки до нафтового дизельного палива.

ANNOTATION

Trokhimchuk V.S. Refinement of diesel engines with the use of alternative types of combustion. - Manuscript.

Continuing to obtain the master's degree in specialty 274 "Automotive transport", educational and professional program. - Western Ukrainian National University, Ternopil, 2024.

The work has improved the methodology for developing the parameters of the flow passage of the dispenser nozzle using the additional AnsysFluent software package, carried out detailed research into the flow geometry of the flow part of the dispenser on the parameters of the flow of the dispenser, has been observed The effectiveness of vicoristic carbon nanotubes as an environmentally friendly additive to naphtha diesel fuel.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розділ 1 НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	6
1.1 Експлуатаційно-технічні властивості дизелів. Токсичність відпрацьованих газів.....	6
1.2 Використання альтернативних палив в дизельних двигунах	17
Розділ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕНОГО РОЗПИЛЮВАЧАМИ ФОРСУНОК З РІЗНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ.....	21
2.1 Розробка розпилювачів форсунок з різною геометрією проточної частини.....	21
2.2 Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок.....	26
Розділ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК ЯК ЕКОЛОГІЧНОЇ ДОБАВКИ ДО НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА.....	33
3.1 Вуглецеві нанотрубки як екологічна присадка до нафтового дизельного палива та їх властивості.....	33
3.2 Експериментальні дослідження дизеля під час його роботи на нафтовому дизельному паливі з добавками вуглецевих нанотрубок.....	39
ВИСНОВКИ	46
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	49

ВСТУП

Актуальність теми досліджень обумовлена тим, що на сучасному етапі розвитку двигунобудування значна увага приділяється паливній економічності та зменшенню токсичності відпрацьованих газів. Ці показники безпосередньо залежать від ефективності паливоподачі, процесів розпилювання палива та сумішоутворення.

Одним із перспективних напрямів розвитку є застосування альтернативних видів палива, зокрема біопалив, вироблених із відновлюваної сировини, таких як рослинні олії. Проте використання рослинних олій має низку труднощів, пов'язаних з: відмінністю властивостей (щільність, в'язкість, теплотворна здатність) від нафтового дизельного палива; погіршенням самозаймистості, що знижує ефективність роботи дизеля; для подолання цих обмежень потрібні дослідження, зокрема: вивчення кінетики займання рослинних олій у камері згоряння дизеля.

Інтеграція вуглецевих нанотрубок у паливну систему дизелів може значно покращити їх експлуатаційні характеристики, особливо для малих двигунів. Це відкриває нові перспективи в удосконаленні процесів паливоподачі, підвищенні ефективності згоряння та зменшенні негативного впливу на довкілля.

Додавання вуглецевих нанотрубок до нафтового дизельного палива також сприяє поліпшенню процесу згоряння. Завдяки цьому знижується кількість токсичних компонентів у відпрацьованих газах і підвищується паливна ефективність двигуна. Однак, для ефективної роботи дизельних двигунів на цих видах палива потрібна їх адаптація. Це може включати модифікацію паливної системи, зміни в конструкції камери згоряння, а також налаштування електронної системи управління двигуном для забезпечення оптимального процесу згоряння.

Метою роботи є досягнення необхідних експлуатаційно-технічних показників дизеля шляхом: удосконалення процесу паливоподачі, використання

біопалив, поліпшення властивостей нафтового палива через додавання вуглецевих нанотрубок.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: удосконалити методику для розрахунку параметрів перебігу палива у форсунці розпилювача за допомогою програмного комплексу AnsysFluent, використовуючи розроблену методику, провести розрахункові дослідження впливу геометрії проточної частини розпилювачів на параметри потоку палива.

Досягнення мети здійснюється шляхом використання комплексу теоретичних і експериментальних методів: теоретичні методи: розрахункові дослідження (аналіз параметрів процесу подачі палива, дослідження впливу геометрії проточної частини розпилювачів форсунок на: гідравлічні характеристики потоку палива, параметри процесу розпилення палива, **самозаймистість палива**: розрахунковий аналіз самозаймистості різних видів палив у камері згоряння дизеля; експериментальні методи: **оцінка показників дизеля з використанням різних розпилювачів.**

Об'єктом дослідження є процес використання вуглецевих нанотрубок як екологічної присадки до нафтового дизельного палива.

Предметом дослідження є закономірності зміни експлуатаційних характеристик вуглецевих нанотрубок у малих двигунах.

Новизна роботи полягає у розробці та впровадженні нових підходів і методик, що мають практичну цінність для вдосконалення процесів паливоподачі та згоряння в дизельних двигунах: методика розрахунку параметрів перебігу палива: розроблено нову методику, яка базується на використанні програмного комплексу Ansys Fluent для моделювання перебігу палива через розпилювач форсунки. Це дозволяє детально оцінити вплив геометрії проточної частини розпилювача на характеристики перебігу палива.

Практична значимість роботи полягає у можливості поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизеля при додаванні до нього вуглецевих нанотрубок і проведенні оцінки кількості нанотрубок, що додаються в паливо, на зазначені показники.

РОЗДІЛ 1 НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

1.1 Експлуатаційно-технічні властивості дизелів. Токсичність відпрацьованих газів

Сучасний розвиток світової економіки та транспорту характеризується різким збільшенням кількості мобільних установок із двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ). Нині загальна кількість автомобілів у світі становить близько 1 мільярда, і, за прогнозами, до 2050 року ця цифра зросте втричі, переважно за рахунок Китаю, Індії та інших країн. Таке стрімке зростання кількості автомобілів спричиняє підвищення споживання нафтопродуктів і загострення дефіциту моторних палив на тлі майже незмінних обсягів їх виробництва.

Ці тенденції вимагають вдосконалення експлуатаційно-технічних характеристик ДВЗ через дизелізацію транспорту, економніше використання палива, покращення його властивостей, активніше впровадження альтернативних видів палива та зниження токсичності відпрацьованих газів. Оптимальний вибір палива, його якісне вдосконалення, а також удосконалення процесів подачі, розпилювання та утворення паливної суміші є ефективними способами покращення екологічних та економічних показників дизельних двигунів [5].

Серед найважливіших експлуатаційно-технічних показників дизельних двигунів сьогодні особливу увагу приділяють токсичності відпрацьованих газів, тобто кількості шкідливих речовин, які викидає двигун. Це пов'язано із загостренням екологічних проблем та посиленням нормативних вимог до токсичності викидів. Відпрацьовані гази дизелів містять близько 280 компонентів, серед яких азот (N_2) та кисень (O_2) із повітряного заряду, продукти повного згоряння палива, такі як діоксид вуглецю (CO_2) та водяна пара (H_2O), а також речовини, що утворюються через термічний синтез у

високотемпературних умовах, наприклад, оксиди азоту (NO_x). До них додаються продукти неповного згоряння, такі як монооксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH_x), тверді частинки (основним компонентом яких є сажа – C), оксиди сірки, альдегіди, а також продукти конденсації та полімеризації.

Основними компонентами відпрацьованих газів є атмосферний азот, діоксид вуглецю, водяна пара та надлишковий кисень, які в більшості режимів роботи двигуна складають 90-95% від загального обсягу. Серед них лише діоксид вуглецю вважається слаботоксичною речовиною, тоді як інші є токсичними. Хоча об'ємна концентрація шкідливих речовин у відпрацьованих газах відносно невелика - у межах 0,2-2%, саме вони складають значну екологічну небезпеку. Близько 80-95% маси токсичних компонентів припадає на п'ять основних речовин: CO , CH_x , NO_x , діоксид сірки (SO_2) та альдегіди (RCHO) [4].

Сучасні нормативні документи, які застосовуються у промислово розвинених країнах, регулюють викиди таких токсичних компонентів відпрацьованих газів дизельних двигунів, як оксиди азоту (NO_x), монооксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH_x) і тверді частинки (ТЧ). Найбільш значущими серед газоподібних токсичних компонентів є оксиди азоту (NO_x), частка яких у загальній масі токсичних викидів становить 30-80%, а за еквівалентною токсичністю - 60-95%. Приблизно 42% викидів NO_x в атмосферу припадає на автомобільний транспорт.

Ще одним важливим токсичним компонентом є тверді частинки (сажа), що визначають димність відпрацьованих газів. Ці частинки здатні накопичувати на своїй поверхні канцерогенні та мутагенні речовини, а завдяки малим розмірам легко проникають у дихальні шляхи людини та осідають у тканинах, що створює значну загрозу для здоров'я.

Викиди оксидів азоту та твердих частинок обмежуються міжнародними екологічними стандартами, які діють у таких країнах, як США, Європейський Союз, Японія та інших промислово розвинених державах. Ці стандарти встановлюють граничні показники викидів NO_x , твердих частинок, а також

інших токсичних речовин, що викидаються з відпрацьованими газами дизельних транспортних засобів. У таблиці 1 представлено динаміку змін вимог до викидів шкідливих речовин із відпрацьованих газів дизельних двигунів вантажних автомобілів у країнах Європейського Союзу.

Згідно з даними таблиці (ДОДАТОК А), у період з 2008 до 2023 року вимоги до граничних викидів шкідливих речовин істотно посилилися: викиди оксидів азоту зменшилися більш ніж у 8 разів, твердих частинок - у 2 рази, а газоподібних вуглеводнів, що не згоріли, - у 3,5 рази. Це створює необхідність впровадження заходів для покращення екологічних характеристик дизельних двигунів.

Серед найбільш ефективних заходів можна виділити вдосконалення процесів подачі палива та поліпшення його властивостей, а також використання альтернативних екологічно чистих видів палива. Застосування таких палив у поєднанні з оптимізацією процесів подачі, розпилювання палива та утворення паливної суміші дозволить значно покращити експлуатаційні характеристики дизельних двигунів.

Таблиця 1.1.

Вимоги європейських стандартів до викидів шкідливих речовин із ВГ дизелів вантажних автомобілів

Рік	Нормативний документ	Питомі викиди шкідливих речовин, г/(кВт·год)			
		NO _x	CO	CH _x	ТЧ
2008	<i>EuroIV</i>	3,5	1,5	0,46	0,02
2016	<i>EuroV</i>	2,0	1,5	0,46	0,02
2023	<i>EuroVI</i>	0,4	1,5	0,13	0,01

Якість процесів подачі, розпилювання палива та утворення суміші в дизельних двигунах значною мірою визначає їх експлуатаційні характеристики. Конструкція системи паливоподачі має вирішальний вплив на перебіг цих процесів. Ключовим елементом цієї системи є форсунка, яка визначає параметри впорскування і розпилювання палива. Зокрема, конструкція

форсунки, а особливо її розпилювача, впливає на такі параметри, як геометрія паливних струменів, структура розпилу та дрібність крапель палива.

Сучасний розвиток двигунобудування спрямований на вдосконалення дизельних паливних систем шляхом підвищення тиску впорскування і оптимізації конструктивних рішень. Тиск упорскування є визначальним фактором, що впливає на характеристики процесу розпилювання, зокрема на дальність струменя палива (довжину струменя), кут конуса струменя, ширину розпилу та дрібність частинок палива. Ці параметри є критичними для досягнення високої ефективності згоряння та екологічних показників двигуна.

Перші три параметри – довжина струменя, кут конуса та ширина струменя палива – визначають ступінь охоплення простору камери згоряння (КЗ) струменями палива, а отже, і якість утворення паливної суміші. Зі збільшенням тиску впорскування обсяг струменя палива зростає, забезпечуючи краще заповнення КЗ паливно-повітряною сумішшю. Однак надмірне підвищення тиску впорскування може призвести до осідання палива на відносно холодних стінках камери, що спричиняє неповне згоряння палива і погіршення паливної економічності двигуна. Таким чином, параметри довжини і обсягу струменя мають вирішальне значення для ефективного сумішоутворення.

Дисперсність розпилювання впливає на динаміку випаровування палива, яка, своєю чергою, визначає легкість займання та швидкість тепловиділення в процесі згоряння. Оптимальна дисперсність дозволяє забезпечити рівномірне змішування палива з повітрям, що є важливим для підвищення ефективності роботи двигуна та зменшення шкідливих викидів.

Сучасні дизельні двигуни оснащені системами паливоподачі, які забезпечують тиск впорскування понад 100-150 МПа. Основною метою підвищення тиску впорскування є покращення дрібності розпилювання палива. Проте, при досягнутому рівні тиску середній діаметр крапель палива стає слабо залежним від інтенсивності процесу впорскування, що обмежує ефективність подальшого збільшення тиску. Крім того, надмірно високий тиск

впорскування може суттєво знизити гідравлічний коефіцієнт корисної дії (ККД) системи паливоподачі та підвищити потужність, необхідну для роботи паливного насоса.

Високі тиски впорскування також обмежуються такими факторами, як допустимий рівень динаміки згоряння в камері згоряння, зокрема максимальний тиск згоряння (p_z) і швидкість наростання тиску ($dp/d\phi$). Надмірний тиск може спричинити збільшення викидів оксидів азоту (NO_x), що є небажаним з точки зору екологічних вимог.

Згідно з дослідженнями, при тиску впорскування 100 МПа у середовищі без протитиску струмінь палива досягає довжини близько 140 мм через 1,2 мс після початку впорскування. Для порівняння, при тиску впорскування 25 МПа для досягнення тієї ж довжини струменя потрібно близько 2,0 мс після початку впорскування. Ці дані демонструють суттєвий вплив тиску впорскування на динаміку струменя палива, але водночас підкреслюють обмеження надмірного підвищення тиску [2].

При розробці паливної апаратури для дизельних двигунів малого розміру важливо забезпечити необхідну дрібність розпилювання палива, рівномірний його розподіл у об'ємі камери згоряння (КЗ) та відповідність довжини струменів палива формі КЗ. Геометричні параметри проточної частини розпилювачів форсунок значною мірою впливають на якість процесів розпилювання палива та утворення паливної суміші.

Висока турбулентність потоку палива на виході з отвору розпилювача сприяє нестабільності поверхні струменя палива, що викликає його швидкий розпад у камері згоряння. З огляду на це, одним із ефективних способів покращення процесів розпилювання та сумішоутворення є застосування розпилювачів із локальними гідравлічними опорами у проточній частині. Такі опори забезпечують турбулізацію потоку палива на виході з форсунок, що сприяє кращому розпиленню і рівномірному змішуванню палива з повітрям.

В Україні та за кордоном проведено численні дослідження, спрямовані на вдосконалення конструктивних параметрів розпилювачів форсунок для

дизельних двигунів різного призначення. Зокрема, у роботі [9] досліджували процес розпилювання палива в камеру згоряння за різних тисків впорскування, використовуючи метод оптичної візуалізації струменів палива. У дослідженні розглядалася система паливоподачі типу Common-Rail від компанії R.Bosch, оснащена розпилювачами з різними діаметрами та конусністю отворів, що визначалися через параметр К-фактор (рис. 1.4, а).

Було проаналізовано два типи розпилювачів: SAC-розпилювач, у якого вхідні кромки отворів розташовані в підгольній порожнині (в колодязі розпилювача), та VCO-розпилювач, у якого вхідні кромки отворів знаходяться безпосередньо на замикаючому конусі сідла голки. Для отримання бічних зображень струменів палива використовувалося іскрове джерело світла, а для візуалізації фронту струменя палива застосовувався аргонний лазер.

Вид струменів палива, що утворюються при розпилюванні через розпилювач з отворами, розташованими під кутом до конуса сідла голки, наведено на рис. 1.1. Ці дослідження є важливими для розуміння впливу геометрії отворів розпилювача на процес розпилювання та якість сумішоутворення в дизельних двигунах [22, 23].

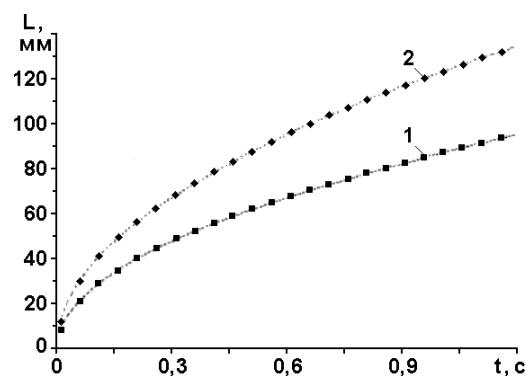


Рис. 1.1. Залежність довжини струменя дизельного палива при його впорскуванні багатосопловими дизельними форсунками в середу без протитиску при різних тисках впорскування: 1 — $p_{впр} = 25$ МПа; 2 — $p_{впр} = 100$ МПа

У дослідженні вивчено вплив конструктивних особливостей розпилювача та параметрів впорскування на процес паливоподачі. Досліджувалися такі фактори, як розташування розпилювальних отворів (SAC- та VCO-розпилювачі), конусність розпилювальних отворів (значення К-фактора = 0; 1,5; 2,0) та тиск упорскування (у діапазоні 25-120 МПа). Результати показали, що при впорскуванні у середовище без протитиску збільшення К-фактора призводить до зменшення дальності струменів палива (довжини L). Це пов'язано з тим, що зростання К-фактора забезпечує дрібніше розпилення палива, яке супроводжується зменшенням імпульсу кожної краплі. Зниження тиску впорскування послаблює вплив К-фактора на довжину струменів L .

Також були відзначені особливості процесів упорскування та розпилювання палива. Використання розпилювача з голкою, яка має лише одну напрямну, і отворів, що виходять на запірний конус голки, призводило до нерівномірної подачі палива та поганої повторюваності характеристик струменів від одного впорскування до іншого, особливо при малих підйомах голки. Натомість застосування голки з двома напрямними забезпечувало стабільну геометрію струменів палива.

Довжина L , ширина B та кут конуса струменів β виявили значну залежність від тиску впорскування та протитиску. Збільшення К-фактора (що відповідає більшій конусності отворів) викликало скорочення довжини струменів L та звуження кута конуса струменів β , що впливає на процес сумішоутворення в камері згоряння.

Цей вплив стає особливо помітним при впорскуванні палива в атмосферне середовище. При тиску впорскування, що дорівнює 25 МПа, струмінь палива почав розпадатися приблизно 0,1 мс після початку упорскування. При збільшенні тиску впорскування до 120 МПа струмінь палива почав розпадатися практично відразу після початку упорскування. Крім того, збільшення тиску впорскування призводить до зменшення середнього діаметра крапель палива та утворення більш гомогенної структури струменя.

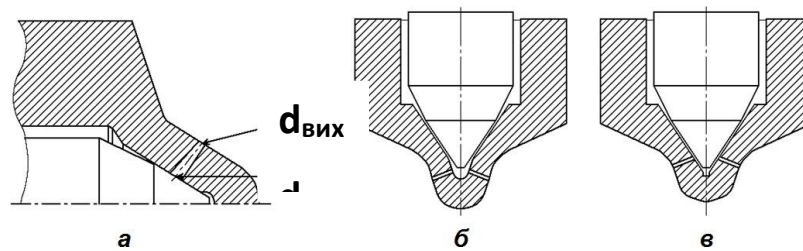


Рис. 1.2. Схема розпилювачів з конусними отворами (а), що розпилюють, з вхідними кромками розпилювальних отворів, розташованими в колодці розпилювача (б) і на замикаючому

У кваліфікаційній роботі наведено результати оптичного дослідження розпаду струменя дизельного палива (ДП), яке впорскувалося системою паливоподачі типу Common-Rail від компанії R.Bosch. Досліджувалися розпилювачі форсунок з отворами, розташованими на конусі розпилювача (VCO-отвори). Основну увагу було приділено впливу швидкості впорскування на структуру струменя палива.

За допомогою відеозйомки детально досліджено зовнішню поверхню струменя та його внутрішню структуру при впорскуванні в середовище з атмосферним тиском. Мікроскопічні зображення струменя були отримані від вихідного перерізу отвору до відстані, яка перевищує діаметр отвору в 260 разів. Експерименти проводилися при тисках впорскування 39,5 та 112 МПа.

До моменту початку розпаду струменя на його поверхні спостерігалось утворення ниткоподібних зв'язок палива. Внутрішня структура струменя в зоні розпаду характеризувалася складними зв'язками та дисперсними краплями рідини. Розпад струменя починався одночасно як на його поверхні, так і в центрі. Було висунуто припущення, що така поведінка пов'язана зі схлопуванням кавітаційних бульбашок одразу після виходу рідини з отвору, що провокує утворення зв'язкоподібної структури в центрі струменя.

Дослідження також показали, що середній розмір крапель палива збільшується зі зниженням швидкості впорскування, тобто при зменшенні тиску впорскування. Це підкреслює важливість оптимального вибору параметрів впорскування для забезпечення ефективного розпилювання палива.

Згідно з результатами досліджень [15, 19], характеристики струменя палива значною мірою залежать від параметрів потоку палива на виході з отвору розпилювача. За однакових умов, наприклад при фіксованому тиску впорскування, процес розпилювання визначається турбулентними вихорами, що утворюються в розпилювальних отворах форсунки. Підвищення рівня турбулізації потоку в цих отворах позитивно впливає на якість розпилювання палива та процес сумішоутворення.

У нашому дослідженні розглядалися розпилювачі з отворами діаметром 0,175 мм, розташованими на замикаючому конусі сідла голки (VCO-отвори, рис. 1.5, а). Для розрахунків використовувалася геометрія проточної частини розпилювача, наведена на рис. 1.5, б, в. Було розраховано та експериментально досліджено розпилювачі з циліндричними та конічними отворами. Для кожного типу розпилювача випробовувалися два варіанти голки: з гладкою циліндричною поверхнею і з канавкою, виконаною на циліндричній поверхні.

Під час експериментів було отримано фотографії кавітаційних структур, що формуються в отворах розпилювачів. Результати показали, що форма отворів і конструкція голки істотно впливають на процес утворення кавітаційних структур, які, у свою чергу, впливають на турбулентність потоку та якість розпилювання палива. Дані фотографії представлені на рис. 1.5 і демонструють особливості формування потоку в розпилювальних отворах.

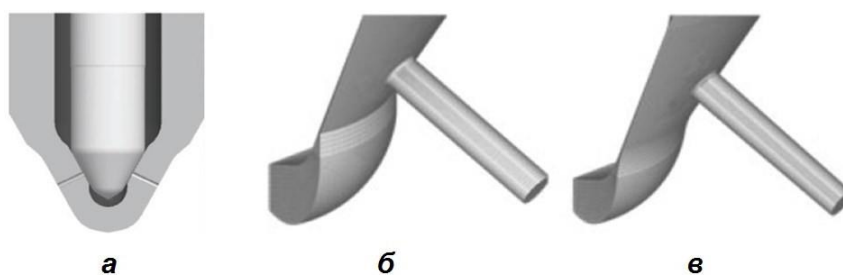


Рис. 1.3. Схема розпилювача з отворами розпилювання, виконаними на замикаючому конусі сідла голки (а), прийнята геометрія елемента проточна частина розпилювача з циліндричним отвором (б) і з конічним отвором (в); випробувані два варіанти голки – з гладкою циліндричною поверхнею та з рифленою канавкою на циліндричній поверхні

Згідно з даними, наведеними на рис. 1.3, існують суттєві відмінності у формуванні кавітаційних структур між циліндричними та конічними отворами, а також між розпилювачами з різними типами голок. У звичайному циліндричному отворі кавітаційна область утворюється на вході в отвір і згодом колапсує всередині нього. При збільшенні підйому голки кавітація розвивається повністю, поширюючись до самого виходу отвору.

У розпилювачі з циліндричними отворами та рифленою голкою на малих підйомах голки спостерігається кавітація, що є поєднанням геометричної кавітації, яка утворюється на вході в отвір, та струнної (осьової) кавітації, яка поширюється всередині отвору. Подібні процеси характерні й для конічних отворів, де домінуючим явищем є струнна кавітація, яка спостерігається на низьких і середніх підйомах голки. При високих підйомах голки кавітація повністю зникає.

Струнна кавітація значно виразніша в розпилювачах із рифленою голкою, що свідчить про посилення цього явища завдяки рифленим канавкам на голці. Це посилення зумовлене зміною характеру потоку палива, викликаного геометрією голки, яка створює додаткові турбулентні зони, що сприяють утворенню струнної кавітації. Таким чином, конструкція голки суттєво впливає на кавітаційні процеси, що формують структуру потоку палива та впливають на якість розпилювання.

Також, досліджено розпилювачі форсунки типу ФДМ-22 виробництва НЗТА із серійними розпилювачами типу 145 та з досвідченими розпилювачами, у яких на носінні голки виконані додаткові гідравлічні опори. Серійний розпилювач є SAC-розпилювачем і має п'ять отворів, що розпилюють, діаметром $d_p=0,32$ мм і довжиною $l_p=0,90$ мм. Сумарна ефективна площа розпилювача в зборі становить $\mu_p f_p = 0,278$ мм².

Схематично представлена конструкція носка голки серійного розпилювача, виконаного з діаметром голки $d_i=5,0$ мм (по напрямній) і її максимальним ходом $h_i=0,26$ мм (ДОДАТОК В). Нісок голки розпилювача мав три конусні ділянки з кутами цих конусів, рівними 45, 60 і 90°. Досвідчені розпилювачі за

варіантами № 1-3 одержані шляхом дообробки серійного розпилювача. У розпилювачі за варіантом № 1 проведена підрізка частини носка голки серійного розпилювача - конусної частини з кутом конуса 90° , яка розташована нижче за посадковий діаметр $d_n=2,8$ мм. У розпилювачі за варіантом № 2 конусна частина носка голки з кутом конуса 60° була сточена на 0,1 мм (по діаметру) нижче за посадковий діаметр при збереженні такого ж кута конуса (60°). У розпилювачі за варіантом № 3 конусна частина шкарпетки голки дослідного розпилювача за варіантом 1 з кутом конуса 45° була сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище діаметра $d=3,2$ мм при збереженні такого ж кута конуса (45°) та утворений горизонтальний кільцевий уступ, який має зовнішній та внутрішній діаметри 3,2 та 3,1 мм.

Для оцінки якості розпилювання палива описаними розпилювачами в роботі [13] було проведено безмоторні випробування з використанням установки одиничного впорскування. Під час випробувань процес впорскування палива в атмосферне середовище (без протитиску) візуалізували за допомогою високошвидкісної камери. Отримані результати дозволили оцінити якість розпилювання палива.

Дослідження показали, що збільшення об'єму струменів, які формуються дослідними розпилювачами, створює сприятливі умови для покращення паливної економічності та зниження токсичності відпрацьованих газів дизеля. У моторних випробуваннях дизеля типу Д-245.12С із різними розпилювачами найкращі результати продемонстрували розпилювачі за варіантом № 3. При випробуваннях дизеля за 13-режимним циклом норм ЕСЕ R49 із заміною серійних розпилювачів на варіант № 3 спостерігали такі поліпшення: інтегральна питома ефективна витрата палива знизилася з 248,1 до 238,8 г/(кВт·год), тобто на 3,8%; питомий масовий викид легких незгорілих вуглеводнів зменшився з 1,638 до 1,234 г/(кВт·год), тобто на 24,7%; викид монооксиду вуглецю скоротився з 3,612 до 2,602 г/(кВт·год), тобто на 28%; димність відпрацьованих газів на режимі максимальної потужності ($n = 2400$ об/хв) знизилася з 16% до 12% за шкалою Хартриджа, тобто на 25%.

Водночас питомий масовий викид оксидів азоту зріс із 6,610 до 7,125 г/(кВт·год), тобто на 7,8%.

Отримані результати підтвердили ефективність запропонованих конструкцій дослідних розпилювачів форсунок. Встановлено, що використання таких розпилювачів дозволяє суттєво покращити показники токсичності відпрацьованих газів і паливну економічність дизеля, забезпечуючи при цьому його працездатність і стабільність роботи.

У роботі [12] проведено комплекс аналітичних, розрахункових та експериментальних досліджень, які підтвердили ефективність удосконалення процесів паливоподачі, розпилювання палива та сумішоутворення шляхом застосування додаткових гідравлічних опор на носку розпилювача форсунки. Разом із тим конструктивні варіанти розпилювачів, не є вичерпними і залишають простір для подальшого вдосконалення їх конструкції.

Представлені результати свідчать, що оптимізація процесів паливоподачі, розпилювання та утворення паливної суміші є ефективним інструментом для покращення робочого процесу дизельного двигуна. Це дозволяє підвищити його експлуатаційні характеристики, зокрема паливну економічність, зменшити токсичність відпрацьованих газів та забезпечити більш стабільну роботу.

Вдосконалення конструкції розпилювачів відкриває перспективи для подальшого розвитку технологій у галузі дизельного двигунобудування.

1.2 Використання альтернативних палив в дизельних двигунах

У зв'язку з виснаженням світових запасів мінеральних ресурсів, зростанням цін на нафту та нафтопродукти, а також підвищенням попиту на моторні палива, активно ведуться дослідження та впровадження альтернативних видів палив [2, 16]. Серед них особливу увагу привертають біопалива, оскільки їхні сировинні ресурси є практично невичерпними [8]. Біопалива дедалі ширше застосовуються в транспортній галузі, сільському господарстві та стаціонарних енергетичних установках

[6,17]. Вони представлені широким спектром видів, зокрема рослинними оліями та їх похідними, спиртами, синтетичними паливами з біомаси, багатокомпонентними біопаливами, біогазом тощо [9, 12]. За прогнозами, до 2030 року частка біопалив у загальному обсязі споживання моторних палив може сягнути 4-6% [6].

Особливо актуальним є використання рослинних олій та їх похідних як палив для дизельних двигунів. Вони розглядаються як реальна альтернатива традиційним нафтовим паливам у різних регіонах світу, таких як країни Європи, США, Японія, Центральна і Латинська Америка, Південно-Східна Азія.

Рослинні олії виготовляються з олійних рослин, які містять жири у своїх плодах, насінні або інших частинах. Їх поділяють на власне олійні рослини (наприклад, ріпак, соняшник, соя) та рослини, олії яких є побічним продуктом промислової переробки (бавовник, лендолунець, коноплі). Найбільше промислове значення мають такі види олій: рапсова, соєва, соняшникова, пальмова, пальмоядрова, кокосова, арахісова, кукурудзяна та бавовняна. Використання цих олій та їх похідних відкриває широкі перспективи для зменшення залежності від традиційних моторних палив і сприяє розвитку екологічно чистих енергетичних технологій.

Світовий ринок рослинних олій демонструє динамічний розвиток. Якщо до 2000 року обсяг виробництва рослинних олій у світі становив 80 млн тонн на рік, то до 2023 року він зріс до 150 млн тонн і наразі наблизився до 200 млн тонн на рік. Значну частку цього обсягу становить сумарне виробництво трьох основних видів олій - соєвої, рапсової та соняшnikової, яке перевищило 80 млн тонн на рік.

Український ринок рослинних олій має свої особливості. Найпоширенішою рослинною олією в Україні традиційно є соняшnikова. Її частка у загальному обсязі виробництва рослинних олій в Україні становить близько 70%, а щорічний обсяг виробництва досяг рівня 3 млн тонн. Виробництво соєвої та рапсової олій поки що менше за обсягами, проте спостерігається стійка

тенденція до їх збільшення, зокрема завдяки зростанню попиту на біопалива, що виробляються з цих олій. Особливо перспективним є використання рапсової олії як моторного палива [13].

Існує кілька шляхів застосування рослинних олій як моторного палива. Вони можуть використовуватися безпосередньо, у вигляді сумішей з нафтовими чи альтернативними паливами, або як сировина для виробництва біодизеля (складних ефірів олії). Крім того, можливе створення емульсій рослинних олій з водою, спиртами та іншими альтернативними паливами. Такі підходи відкривають значні можливості для зменшення залежності від традиційних нафтових палив та підвищення екологічності моторного транспорту.

Дослідження підтверджують можливість використання чистих рослинних олій, а також їхніх сумішей із нафтовими та альтернативними паливами як палива для дизельних двигунів. У роботі [15] аналізувалися показники дизеля з безпосереднім упорскуванням палива (DI-diesel engine), який працює на нафтовому дизельному паливі, рапсовій олії та метиловому ефірі рапсової олії. Було досліджено роботу дизеля на сумішах нафтового дизельного палива (ДП) з біопаливами за вмісту біопалива у суміші від 0 до 100%.

Однак широке впровадження таких палив стримується відмінностями їхніх фізико-хімічних властивостей порівняно з нафтовим ДП. Зокрема, значні розбіжності спостерігаються у в'язкості, щільності, поверхневому натягу, стисливості та теплоті згоряння. Ці фактори впливають на процеси паливоподачі, упорскування, розпилювання, сумішоутворення та згоряння, а також на показники паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів (ВГ) дизеля [6].

Однією з ключових проблем використання рослинних олій як палива є їх гірші показники самозаймистості. Для нафтового ДП за ДСТУ 7688:2015 температура самозаймання становить 250-280 °С, тоді як для рослинних олій цей показник зазвичай перебуває в межах 310-340 °С. Цетанове число нафтового ДП має бути не нижче 45, тоді як у рослинних олій воно зазвичай

становить 33-36. Гірша самозаймистість рослинних олій у камері згоряння дизеля призводить до збільшення періоду затримки займання, погіршення процесу згоряння та експлуатаційних характеристик двигуна.

У зв'язку з цим актуальними є дослідження, спрямовані на вдосконалення процесів сумішоутворення, самозаймання та згоряння в дизелях. Останнім часом, завдяки швидкому розвитку нанотехнологій, проводиться низка досліджень щодо можливості додавання наноматеріалів до традиційних нафтових палив. Такі добавки можуть допомогти покращити властивості палив, підвищити ефективність згоряння та знизити токсичність відпрацьованих газів.

Наноматеріали характеризуються високим коефіцієнтом дифузії, значним співвідношенням поверхні частинок до їхнього об'єму, високою реакційною здатністю та іншими унікальними властивостями [3]. Додавання таких матеріалів до рідкого нафтового палива сприяє прискоренню процесів тепло- та масообміну, а також підвищенню реакційної активності паливної суміші. Це, у свою чергу, дозволяє покращити якість сумішоутворення та згоряння, скоротити період затримки займання та тривалість процесу згоряння.

Покращення якості згоряння палива сприяє зниженню шкідливих викидів та підвищенню екологічної ефективності дизельних енергоустановок. Завдяки таким добавкам до палив стає можливим оптимізувати робочий процес дизельних двигунів, підвищити їхню паливну економічність і зменшити негативний вплив на навколишнє середовище [6].

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕНОГО РОЗПИЛЮВАЧАМИ ФОРСУНОК З РІЗНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

2.1 Розробка розпилювачів форсунок з різною геометрією проточної частини

Досліджено, що якість процесу розпилювання палива залежить від геометричних характеристик проточної частини розпилювачів дизельних форсунок. Це пояснюється тим, що у проточної частини розпилювача є місцеві гідравлічні опори – змінна площа елементів розпилювача, повороти потоку, уступи. При перебігу дизельного палива за елементами розпилювача воно турбулізується, що значно впливає на характер подальших процесів розпилювання палива та сумішоутворення.

Конструктивна схема серійного розпилювача представлена у ДОДАТКУ Д, характеристика еквівалентного прохідного перерізу $\mu_p f_p$ розпилювача в залежності від ходу h_r голки розпилювача (ДОДАТОК Д 1). Деякі характеристики цього розпилювача наведені у таблицях 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1.

Параметри розпилювача АЗПВ 171.07.00

Діаметр отворів, що розпилюють, d_p , мм	Число розпилювальних отворів i_p	Максимальний хід голки $h_{r\max}$, мм	Максимальна сумарна ефективна площа розпилювача у зборі $\mu_p f_p$, мм ²
0,35	5	0,32	0,270

Примітка: наведено значення h_r та $\mu_p f_p$, середні для комплекту розпилювачів.

Таблиця 2.2.

Розташування отворів розпилювача АЗПВ 171.07.00

№ Отвір	Кутове розташування розпилювального отвору щодо штифта, град	Кут нахилу отвору, що розпилює, відносного сіропилювача, град
1	8	62
2	90	70
3	172	62
4	237	52
5	303	52

У ДОДАТКУ Е схематично зображено конструкцію носка голки серійного розпилювача типу АЗПВ. Діаметр прямої частини голки становить 5,0 мм, а діаметр циліндричної частини наконечника голки - 4,3 мм. Носок голки має дві конусні ділянки з кутами 45° і 60° . Посадка голки розпилювача на сидло здійснюється на ділянці з кутом конуса 60° і посадковим діаметром $d_{\text{п}}=2,65$ мм, розташованому ділянці з кутом конуса 60° . Максимальний хід голки становив $h_{\text{г}}=0,32$ мм.

Ця конструкція забезпечує необхідну герметичність у закритому положенні, оптимізує процес подачі палива та сприяє стабільній роботі розпилювача.

У дослідних розпилювачах, створених за варіантами № 1, 2 і 3 (рис. 2.2, б, в, г), нижня циліндрична частина носка голки серійного розпилювача з діаметром 4,3 мм була сточена на 0,2 мм по діаметру вище конусної частини носка. У результаті цієї модифікації утворилися циліндричні канавки глибиною 0,1 мм та висотою 1, 2 і 3 мм відповідно. Ці канавки функціонують як місцеві гідравлічні опори та сприяють турбулізації потоку палива.

У дослідному розпилювачі за варіантом № 4 (рис. 2.2, д) конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса 60° сточена на 0,1 мм (по діаметру) вище за посадковий діаметр $d_{\text{п}}=2,65$ мм при збереженні такого ж кута конуса (60°). В результаті на носі голки утворюється горизонтальний кільцевий уступ, що має зовнішній та внутрішній діаметри 2,65 та 2,55 мм.

Для оцінки впливу цих удосконалень на характеристики потоку палива у проточних частинах розпилювача була розроблена методика розрахункових досліджень. У ході роботи досліджували перебіг нафтового дизельного палива марки «Л» (літне) у розпилювачі. Фізико-хімічні властивості цього палива, які мають ключове значення для аналізу, наведено у таблиці 2.3. Ці дослідження спрямовані на визначення ефективності турбулізації потоку палива та її впливу на процес розпилювання.

Таблиця 2.3.

Фізико-хімічні властивості нафтового ДП

Фізико-хімічні властивості	ДП	Фізико-хімічні властивості	ДП
Умовна формула складу	C _{16,2} H _{18,5}	Молекулярна маса	223,3
Щільність, кг/м ³ : - при 20 °С при 40 °С	830,0 822,7	Коефіцієнт поверхневого натягу при 20 °С, мН/м	27,1
В'язкість кінематична, мм ² /с (сСт): - при 20 °С - при 40 °С	3,8 2,4	В'язкість динамічна, мПа·с (сПз): - при 20 °С - при 40 °С	3,15 1,97
Теплота згоряння нижча, кДж/кг	42500	Цетанове число	45
Теплоємність Ср, кДж/(кг·град): - при 20 °С - при 40 °С	2,1 2,2	Теплопровідність, Вт/(м·К): - при 20 °С - при 40 °С	0,127 0,123
Масовий вміст атомів, %: вуглець С водень Н кисень О	87,0 12,6 0,4	Тиск насиченої пари, кПа: - при 20 °С - при 40 °С	2,7 4,8

При моделюванні двофазного перебігу палива в розпилювачі з використанням ПК *Ansys Fluent* розглянуто багатофазну модель (*Model mixture*). Для опису процесу кавітації використана модель *Schnerr-Sauer* [2], у якій рівняння перенесення має вигляд:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} (\alpha \rho_v) + \nabla (\alpha \rho_v \vec{V}_v) = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.1)$$

де α - об'ємна концентрація парів;

ρ - густина газової фази;

ρ_v - густина рідкої фази;

ρ_l - щільність суміші ($\rho = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l$);

$\vec{V}_v$ - швидкість газової фази. Співвідношення між щільністю суміші та щільністю газової фази подається у вигляді

$$\frac{d\rho}{dt} = -(\rho_l - \rho_v) \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.2)$$

Швидкість перенесення мас описується формулою:

$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.3)$$

При цьому об'ємна частка пари α_n в потоці палива може бути записана у вигляді кореляційної залежності від числа бульбашок пари на одиницю об'єму (n_n), яка представляється у вигляді:

$$\alpha_n = \frac{n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3}{1 + n_n \frac{4}{3} \pi R_n^3}, \quad (2.4)$$

де R_n – радіус бульбашки. Формула для швидкості розширення бульбашки без урахування члена другого порядку має вигляд:

$$\frac{dR_n}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \left| \frac{p_v - p}{\rho_l} \right|}, \quad (2.5)$$

де p_v - тиск пари в бульбашці;

p - тиск у зовнішній рідкій фазі.

При об'єднанні формул (2.3), (2.4), (2.5) отримано вираз, що описує швидкість перенесення мас:

$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_n (1 - \alpha_n) \frac{3}{R_n} \sqrt{\frac{2}{3} \left| \frac{p_v - p}{\rho_l} \right|}, \quad (2.6)$$

а радіус бульбашки R_n може бути розрахований за формулою:

$$R_n = \left(\frac{\alpha_n}{1 - \alpha_n} \frac{3}{4\pi n_n} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (2.7)$$

При розрахункових дослідженнях вибрано відому турбулентну модель з двома рівняннями – k - ε модель.

Для оцінки ступеня турбулізації потоку на виході з отвору, що розпилює, використовується величина кінетичної енергії турбулентності (далі вона позначена як k або $E_{\text{турб}}$), яка фізично характеризується середньоквадратичною пульсацією (флуктуацією) швидкості течії палива:

$$k = E = \frac{U^2 + V^2 + W^2}{2}; \quad (2.8)$$

де U , V , W є середньоквадратичними значеннями проєкцій пульсації швидкості осі x , y , z , відповідно.

Для моделювання течії палива у проточній частині розпилювача використовувався програмний комплекс Ansys Fluent версії 17.2. Розрахунки виконувалися для стаціонарного перебігу нафтового дизельного палива. Голка форсунки була зафіксована в положенні максимального підйому, який складав $h_g = 0,32$ мм. Вхідний тиск у розпилювачі встановлювався на рівні $p_{\text{вх}} = 51,5$ МПа, що відповідає максимальному тиску палива для серійної паливної системи дизеля Д-243 (4 ЧН 11/12,5). Вихідний тиск у розрахунковій області становив 8,9 МПа. Температура палива вважалася сталою у всій області моделювання і дорівнювала $t = 40$ °С.

Для зменшення часу на розрахунки використовувалася симетрична геометрична модель розпилювача з одним розпилювальним отвором (отвір № 2). Структуровані сітки розрахункової області розроблялися для розпилювачів із конструктивними варіантами № 1–4 за допомогою модуля CFD ICEM.

Моделювання дозволило аналізувати вплив конструктивних змін на характеристики потоку палива, оцінювати ефективність турбулізації в різних конструкціях розпилювачів і визначати їхній вплив на якість розпилювання та процес сумішоутворення.

2.2 Результати розрахункових досліджень процесу паливоподачі дизеля зі штатними та дослідними розпилювачами форсунок

На основі представленої моделі було проведено моделювання стаціонарного перебігу дизельного палива (ДП) у серійному та дослідних розпилювачах форсунок. У результаті визначено ключові параметри потоку палива для кожного з досліджуваних розпилювачів. Розрахункові значення кінетичної енергії турбулентності потоку палива у поздовжньому перерізі розпилювачів (серійного АЗПВ та дослідних за варіантами № 1, 2, і 3).

Виявлено, що канавки, виконані на циліндричній частині голки поблизу її носка, значно посилюють турбулізацію потоку палива. Однак у дослідних розпилювачах за варіантами № 2 і 3 турбулентність потоку, яка виникає поблизу верхньої кромки канавки, значною мірою згасає до нижньої кромки канавки. Це пояснюється тим, що за значної довжини канавки турбулізація, яка виникла в цьому просторі, розсіюється.

Циліндрична канавка виступає як місцевий гідравлічний опір, що знижує швидкість потоку палива через неї. Разом із тим, вплив канавки на розподіл статичного тиску палива в потоці є незначним.

Отримані результати демонструють, що канавки на носку голки можуть ефективно турбулізувати потік палива, що сприяє покращенню процесу розпилювання, але водночас викликають зниження швидкості потоку. Ці особливості слід враховувати при оптимізації конструкції розпилювачів для забезпечення балансу між покращенням якості розпилювання та збереженням стабільності подачі палива.

Для оцінки впливу горизонтального кільцевого уступу, виконаного на конусній поверхні голки, було проведено аналіз розподілу кінетичної енергії турбулентності поблизу цього елемента в дослідному розпилювачі за варіантом № 4. Результати показали, що потік палива в області уступу значно турбулізований. Максимальне значення кінетичної енергії турбулентності в цій

зоні склало $365 \text{ м}^2/\text{с}^2$, тоді як для аналогічної області серійного розпилювача цей показник становив лише $107 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Горизонтальний кільцевий уступ сприяє суттєвій турбулізації потоку палива, що може покращувати процеси розпилювання та сумішоутворення. Однак, присутність уступу знижує швидкість перебігу палива поблизу цієї зони. У міру віддалення від уступу швидкість потоку поступово відновлюється та стає близькою до швидкості потоку палива в серійному розпилювачі.

Таким чином, наявність горизонтального кільцевого уступу дозволяє локально посилити турбулентність потоку, не викликаючи значних змін у швидкості палива на більшій відстані, що може бути ефективним засобом для покращення процесу сумішоутворення у дизельних двигунах.

Дані, наведені включають середні значення параметрів, таких як швидкість потоку, кінетична енергія турбулентності, градієнт тиску та інші характеристики, які дають змогу оцінити вплив конструктивних особливостей розпилювачів на перебіг палива. Ці результати є основою для подальшого аналізу впливу параметрів течії на якість розпилювання та ефективність сумішоутворення у дизельних двигунах.

Таблиця 2.4.

Досліджувані поперечні перерізи отвору, що розпилює

Координата $l_{p \text{ тек}}$, мм	00,0	00,1	00,2	00,3	00,4	00,5	00,6	00,7	00,8	00,9	11,0	11,1
Номер перерізу	00	11	22	33	44	55	66	77	88	99	110	111

Аналіз впливу дообробок носка голки розпилювача на статичний тиск палива в отворі показав, що модифікації носка голки в дослідних розпилювачах за варіантами № 1, 3 і 4 практично не впливають на розподіли тиску палива в поздовжньому або поперечних перерізах отвору, що розпилює. Це свідчить про збереження стабільності тиску палива в модифікованих конструкціях.

Таблиця 2.5.

Середні за поперечними перерізами отвору значення тиску палива в
серійному та дослідних розпилювачах

Координата $l_{p\text{ тиск}}$ мм	Середній тиск палива (МПа) у перерзах розпилювачів				
	АЗПВ	№1	№2	№3	№4
0	21,659	21,790	22,369	21,803	21,719
0,1	9,675	9,628	9,265	9,642	9,578
0,2	4,616	4,540	4,233	4,557	4,505
0,3	2,058	1,996	1,774	2,011	1,977
0,4	0,940	0,899	0,765	0,909	0,888
0,5	0,476	0,446	0,380	0,451	0,435
0,6	0,297	0,275	0,236	0,276	0,265
0,7	0,297	0,282	0,235	0,278	0,282
0,8	0,770	0,770	0,679	0,731	0,856
0,9	2,822	2,787	2,654	2,703	3,030
1,0	6,139	6,128	6,037	6,060	6,348
1,1	8,878	8,878	8,878	8,878	8,878

Водночас дообробка носка голки значно впливає на турбулентність потоку палива. Було досліджено, що кінетична енергія турбулентності потоку палива в отворі, що розпилює, суттєво збільшується завдяки модифікаціям. Зокрема, кільцевий уступ, виконаний у конусній частині голки (варіант № 4), створює значно сильнішу турбулізацію потоку, ніж циліндричні канавки, виконані у варіантах № 1 і № 3.

Окрему увагу привертає наявність парів у потоці палива під час його перебігу по отвору. Бульбашки парів у потоці виконують дроселюючий вплив, впливаючи на параметри течії. Розподіли концентрацій парів у розпилювальних отворах усіх досліджених розпилювачів мають схожу структуру, але відрізняються за максимальними значеннями. Максимальні об'ємні частки парів у паливі становлять: у серійному розпилювачі – 0,936, у розпилювачі за варіантом № 1 – 0,944, за варіантом № 3 – 0,945, за варіантом № 4 – 0,947.

Загалом, модифікації у вигляді канавки на циліндричній частині голки та кільцевого уступу на конусній частині підвищують концентрацію парів у

потоці за рахунок посилення турбулентності. Це вказує на те, що місцеві гідравлічні опори, створені такими конструктивними елементами, сприяють інтенсифікації процесу сумішоутворення, що є важливим для покращення робочих характеристик дизельних двигунів.

Таблиця 2.6.

Параметри потоку палива на виході з розпилювального отвору розпилювачів та об'ємний вміст пари в розпилювальному отворі в цілому

Варіанти розпилювачів	Масова Витрата палива, кг/с	Середня Кінетична Енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору ($\text{м}^2/\text{с}^2$)	Середня Швидкість палива на виході з отвору (м/с)	Об'ємний паровміст палива в розпилювальному отворі в цілому
АЗПВ	0,0150	2260,0	228,4	0,284
№1	0,0149	2286,0	228,1	0,292
№2	0,0149	2276,0	227,9	0,292
№3	0,0149	2274,7	228,0	0,293
№4	0,0149	2330,3	227,2	0,290

Узагальнені дані щодо параметрів потоку палива в розпилювальних отворах наведено в таблиці 2.6. Масова витрата палива у досліджених розпилювачах змінювалася незначно, перебуваючи в діапазоні від 0,01491 кг/с у розпилювачі за варіантом № 4 до 0,01502 кг/с у серійному розпилювачі АЗПВ. Це пояснюється тим, що серійний розпилювач АЗПВ має найменшу турбулізацію потоку палива: кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з його отвору становить $2260,0 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Наявність місцевих гідравлічних опорів у конструкціях дослідних розпилювачів призводить до збільшення турбулентності потоку палива, що супроводжується зниженням витрати палива. Максимальна кінетична енергія турбулентності на виході з отвору була зареєстрована у розпилювачі за варіантом № 4, де вона становить $2330,3 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Висока турбулентність потоку палива, що визначається кінетичною енергією турбулентності, є ключовим параметром, який впливає на подальший розпад струменя палива в камері згоряння дизеля. Інтенсивна турбулізація сприяє кращому дробленню струменя палива, що покращує процес

сумішоутворення, знижує період затримки займання і сприяє більш повному згорянню палива, підвищуючи ефективність роботи дизельного двигуна.

У дослідному розпилювачі № 4 модифікація у вигляді горизонтального уступу на конусній частині голки впливає на турбулізацію потоку палива.

Як зазначено вище, у дослідному розпилювачі № 4 конусна частина голки серійного розпилювача з кутом конуса 60° сточена на 0,1 мм (за діаметром) вище за посадковий діаметр $d_n=2,65$ мм. Певний інтерес становить оцінка впливу глибини цього поступу на турбулізацію потоку палива на виході розпилювача. Проведені за наведеною вище методикою розрахункові дослідження показали, що зі збільшенням глибини уступу кінетична енергія турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, зростає.

Якщо дослідний розпилювач за варіантом № 4 (з діаметральною глибиною уступу $\Delta d=0,1$ мм) характеризується зростанням цієї енергії на $70 \text{ м}^2/\text{с}^2$ у порівнянні з серійним розпилювачем (приблизно з 2260 до $2330 \text{ м}^2/\text{с}^2$), то збільшення цієї глибини до 0,5 спричинить зростання цієї енергії ΔE на $140 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Але при збільшенні глибини уступу виникають підвищені динамічні навантаження на носок голки та можливе зниження ресурсу роботи розпилювача.

Попри те, що перехід від серійного розпилювача до варіанта № 4 забезпечує зростання кінетичної енергії турбулентності лише на 3%, слід враховувати, що ці результати отримані за статичних умов, коли голка розпилювача є нерухомою. У реальних умовах експлуатації форсунки голка здійснює високочастотні поступально-поворотні рухи. У таких динамічних умовах місцеві гідравлічні опори, створені уступом, ймовірно, матимуть значно більший вплив на турбулентність потоку палива на виході з розпилювача.

Таким чином, глибина уступу є важливим конструктивним параметром, що впливає на турбулізацію та якість розпилювання, але її оптимальне значення слід вибирати з урахуванням ресурсу роботи розпилювача та динамічних умов роботи паливної системи.

Для оцінки впливу динамічних процесів на перебіг палива в розпилювачі форсунки було проведено моделювання нестационарного потоку за допомогою програмного комплексу Ansys Fluent. У ході моделювання враховано закон подачі палива, що описує зміну тиску на вході до розпилювача, і закон зміни швидкості переміщення голки. На виході з отвору задано протитиск, що дорівнює 3,6 МПа.

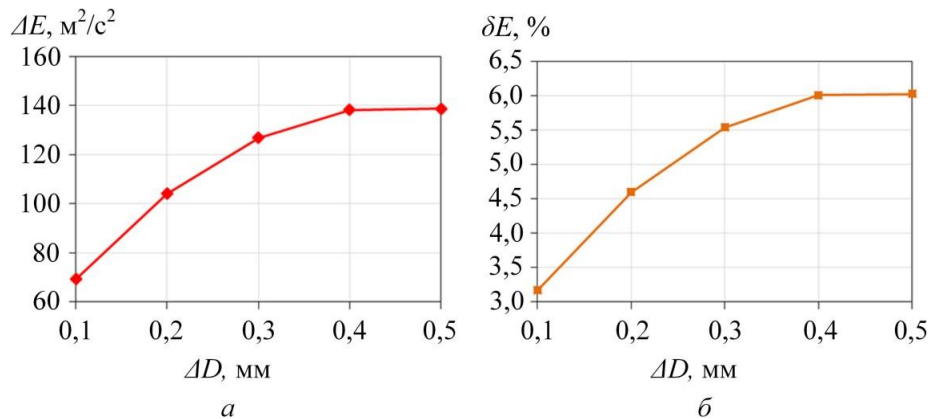


Рис. 2.1. Абсолютна зміна кінетичної енергії турбулентності ΔE (а) та її відносна зміна δE (б) на виході отвору, що розпилює, при різній глибині цього уступу (при зменшенні діаметра ΔD) в порівнянні з серійним розпилювачем

Максимальний тиск палива на вході до розпилювача становив 44,7 МПа. Циклова подача, розрахована для п'яти розпилювальних отворів, дорівнювала 48 мг, а тривалість упорскування становила 1,03 мс. Таке моделювання дозволяє оцінити взаємодію між динамічними параметрами системи та характеристиками потоку палива, що впливають на якість сумішоутворення та згоряння в дизельному двигуні.

На рис. 2.5 зображено залежність відносної зміни кінетичної енергії турбулентності на виході отвору розпилювача № 4 у порівнянні з серійним розпилювачем АЗПВ за часом після початку упорскування (τ) у разі нестационарного перебігу палива. Найбільше збільшення кінетичної енергії турбулентності ($\delta E = 8,8$ %) відповідає моменту часу $\tau = 0,29$ мс.

Ця динамічна характеристика свідчить про ефективність конструктивної модифікації розпилювача № 4 у посиленні турбулентності потоку, особливо на початкових етапах упорскування, що може позитивно впливати на якість розпилювання та сумішоутворення в камері згоряння дизельного двигуна.

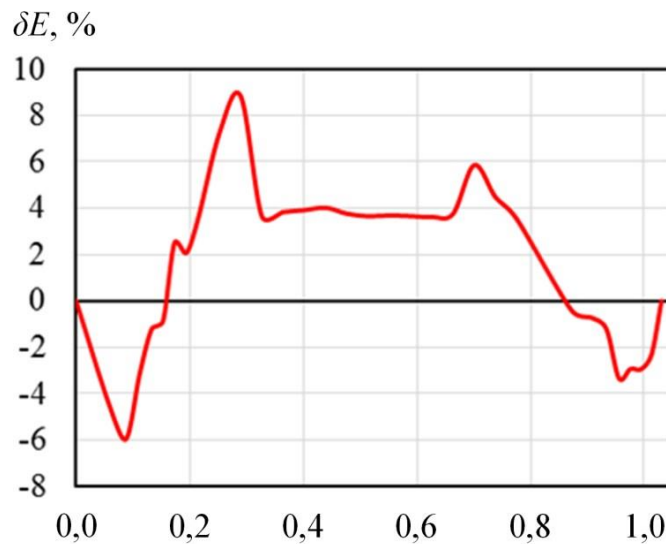


Рис. 2.2. Залежність відносної зміни кінетичної енергії турбулентності δE на виході отвору для розпилювача № 4 порівняно з розпилювачем АЗПВ від часу після початку упорскування τ при нестационарному перебігу палива

Подані результати розрахункових досліджень впливу геометрії проточної частини розпилювача дизельної форсунки на параметри процесу паливopодачі побічно підтверджуються результатами експериментальних досліджень, проведених автором.

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК ЯК ЕКОЛОГІЧНОЇ ДОБАВКИ ДО НАФТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

3.1 Вуглецеві нанотрубки як екологічна присадка до нафтового дизельного палива та їх властивості

Сучасний розвиток техніки характеризується активним впровадженням нанотехнологій, що зумовлено унікальними можливостями використання матеріалів у нанометровому масштабі. Застосування наноструктур дає змогу досягати ефектів, які неможливі при традиційних підходах. Властивості наноматеріалів істотно відрізняються від об'ємних властивостей речовин, що відкриває перспективи створення досконаліших технологій.

До вуглецевих наноматеріалів належать вуглецеві нановолокна (ВНВ) та вуглецеві нанотрубки (ВНТ) [9]. Їх отримують шляхом термічного розкладання вуглеводнів, диспропорціонування монооксиду вуглецю на поверхні каталізаторів, що містять Fe, Co або Ni, або ж за допомогою випаровування графіту в електричній дузі.

Вуглецева нанотрубка являє собою згорнутий лист графена, модифікації вуглецю з шаром атомів товщиною в один атом. Вуглецеві нанотрубки мають периферійний діаметр від 1 до 15 нм і довжину від 1 до 40 мкм, хоча ці параметри можуть варіюватися. Для одностінних нанотрубок діаметр становить від 0,1 до 10 нм, тоді як багатостінні нанотрубки можуть мати діаметр до кількох сотень нанометрів, залежно від кількості шарів і методу виготовлення. Довжина нанотрубок вибирається відповідно до їхнього призначення та способу застосування.

Технології отримання вуглецевих нанотрубок постійно удосконалюються, що дає змогу очікувати змін у їх розмірах і характеристиках у майбутньому. Теоретично діаметр ВНТ можна визначити за допомогою формули:

$$D = \frac{\sqrt{3}d_0}{\pi} \sqrt{m^2 + n^2 + mn} \quad (3.1)$$

де d_0 – відстань між сусідніми атомами у графені (0,1421 нм);

m, n – індекси хіральності нанотрубки (є цілими числами).

Вуглецеві нанотрубки (ВНТ) знаходять усе ширше застосування в різних галузях техніки та технологій, що сприяє постійному зростанню обсягів їх виробництва. Лідерами на ринку цих наноструктур є США (Carbon Nanotechnologies, Hyperion Catalysis, Ebay, NanoLab, CarboLex, MER, Tailored Materials Corp., SweNT), Канада (Raymor Industries Inc.), Франція (Nanoledge, CNRI, Arkema), Англія (Thomas Swan, Dynamics Lab.), Німеччина (Bayer), Бельгія (Nanocyl SA), Норвегія (n-TEC), Греція (Nanothinx), Кіпр (Rossetter Holdings Ltd.), Японія (Mitsui and Co.), Китай (Shenzen Nanotech Port Co.).

ВНТ мають унікальні фізичні властивості, які роблять їх надзвичайно привабливими для різних застосувань. Основна перевага графенових нанотрубок полягає в тому, що навіть незначна добавка (всього 0,01%) до основного матеріалу здатна суттєво змінити його характеристики. Завдяки своїй морфології та великій адсорбційній поверхні ВНТ є ефективними посилювальними і функціональними наповнювачами композитів, каталізаторами, носіями каталізаторів, сорбентами, а також акумуляторами водню для паливних систем двигунів внутрішнього згоряння нового покоління. Вуглецеві наноматеріали успішно застосовуються в гумотехнічній, лакофарбовій, електротехнічній та атомній промисловості. Композити, армовані вуглецевими нанотрубками, використовуються в космічній галузі, автомобіле-, літако- та суднобудуванні. З їх допомогою створюють жароміцні покриття та хімічну апаратуру. Крім того, висока сумісність вуглецевих нанотрубок із тканинами живого організму відкриває перспективи їхнього використання в медицині.

Вуглецеві нанотрубки серії «Тауніт», вироблені ТОВ «НаноТехЦентр» в Україні, є квазіодномірними наноструктурами полікристалічного графіту циліндричної форми з внутрішнім каналом. Вони випускаються у вигляді

порошку («Тауніт», «Тауніт-М», «Тауніт-МД»), а також у вигляді дисперсій у воді (до 0,2%), диметилацетаміді (до 0,5%) та інших розчинниках. Крім того, існують модифіковані версії з поліаніліном, де вміст поліаніліну становить від 20 до 90 мас.%. Властивості цих нанотрубок наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Фізичні властивості вуглецевих нанотрубок серії «Тауніт»

Характеристика	Тауніт	Тауніт-М	Тауніт-МД
Зовнішній діаметр, нм	20-50	10-30	8-30
Внутрішній діаметр, нм	10-20	5-15	5-15
Довжина, мкм	більше 2	більше 2	більше 20
Загальна кількість домішок, %			
- початкове	менше 10	менше 5	менше 5
- після очищення	менше 1	менше 1	менше 1
Питома поверхня, м ² /г	понад 160	понад 270	понад 270
Насипна щільність, г/см ³	0,3-0,6	0,025-0,06	0,3-0,6

У дослідженнях використовували вуглецеві нанотрубки (ВНТ) компанії Timesnano. Ця китайська компанія, офіційно відома як Chengdu Organic Chemicals Co. Ltd. Академії наук Китаю, виробляє ВНТ за допомогою методу хімічного парового осадження (CVD - Chemical Vapor Deposition). Дослідження також розглядають можливість використання ВНТ типу TNIM1 як екологічної присадки до нафтового дизельного палива. У таблиці 3.3 наведено специфікації цих ВНТ, що демонструють їх потенційні переваги для застосування в паливних системах, спрямовані на підвищення ефективності згоряння та зниження викидів.

Таблиця 3.2.

Фізичні властивості вуглецевих нанотрубок типу TNIM1

Властивості	Розмірність	Значення	Метод визначення
Периферійний діаметр	Нм	5-15	HRTEM, Raman
Ступінь чистоти	wt%	>95%	TGA & TEM
Довжина	Мкм	10-30	TEM
Питома поверхня	м ² /г	220-300	BET
Зольність	wt%	<3%	TGA
Щільність утряски	г/см ³	0,094	-

Примітка: периферійний діаметр – outerdiameter; щільність утряски – *taped density*

На рис. 3.2 представлені теплофізичні властивості досліджуваних вуглецевих нанотрубок (ВНТ). Для їх аналізу проведено диференціальний термічний аналіз (DTA) та термогравіметричний аналіз (TG), що дозволяють детально вивчити поведінку нанотрубок під впливом температури.

Диференціальний термічний аналіз (DTA) полягав у реєстрації різниці температур між досліджуваним зразком і еталоном у заданому температурному діапазоні. Це дозволяє визначати фазові перетворення в матеріалі. Різниця температур, яка фіксувалася двома термопарами, відображає екзо- чи ендотермічні реакції в досліджуваних ВНТ. Як еталон використовувалася речовина зі схожими теплоємністю та теплопровідністю, яка у вибраному температурному інтервалі не зазнає структурних чи фазових змін.

Термогравіметричний аналіз (TG) дозволив оцінити зміну маси зразка залежно від температури. У процесі аналізу реєструвалася залежність маси навішування від температури чи часу, що відображалось у вигляді TG-кривих. Для кращої інтерпретації результатів було виконано обробку TG-характеристик. Зокрема, розраховувалася похідна від TG-сигналу (швидкість зміни маси), яка дозволяє точно визначити температуру чи момент часу, коли зміна маси відбувається найінтенсивніше. Це дає змогу виявити температури, що відповідають максимальній швидкості масообмінних процесів, та уточнити природу змін у структурі матеріалу.

Такі дослідження є важливими для розуміння термічної стабільності, реакційної здатності та фазових перетворень ВНТ, що впливає на їх ефективність у різних технічних застосуваннях.

Вуглецеві нанотрубки (ВНТ) завдяки своїм унікальним властивостям, таким як велика адсорбційна поверхня, високий коефіцієнт дифузії та виражені каталітичні характеристики, можуть ефективно використовуватися як екологічні присадки до нафтового дизельного палива (ДП).

У багатьох дослідженнях зазначено, що додавання ВНТ у рідкі палива сприяє зниженню димності відпрацьованих газів (ВГ) [12, 15]. Цей ефект пояснюється високою дифузійною здатністю ВНТ та їх великим відношенням

поверхні до об'єму, що прискорює процеси сумішоутворення та згоряння палива. ВНТ сприяють скороченню періоду затримки займання та тривалості згоряння, що позитивно впливає на якість згоряння палива та зменшує димність ВГ.

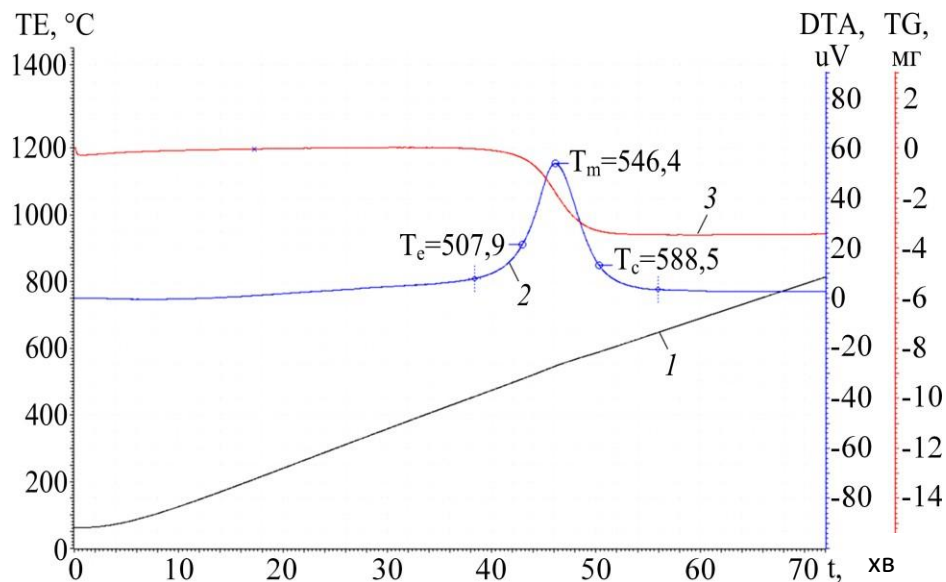


Рис. 3.1. Теплофізичні властивості досліджуваних ВНТ – TE -, TG - та DTA -характеристики: 1 – температура зразка в стаціонарному стані (T_e); 2 – диференціальний термічний аналіз (DTA); 3 – термогравіметричний аналіз (TG). Характеристики отримані під час нагрівання зразка з певною швидкістю.

uV – розгортка електричного сигналу в часі

Таким чином, використання ВНТ у дизельному паливі не лише покращує його екологічні характеристики, але й підвищує ефективність процесів згоряння, що є важливим для зниження викидів та підвищення енергоефективності двигунів.

Додавання вуглецевих нанотрубок (ВНТ) до нафтового дизельного палива сприяє зниженню емісії оксидів азоту (NO_x). Цей ефект пояснюється тим, що ВНТ підвищують теплопровідність палива, збільшують його цетанове число та скорочують період затримки займання (ПЗЗ). Як наслідок, знижується температура згоряння та скорочується його тривалість, що призводить до зменшення викидів NO_x . Водночас підвищення навантаження двигуна

супроводжується зростанням викидів NO_x , оскільки в цих умовах збільшується температура згоряння та швидкість поширення полум'я через більший обсяг палива, що подається до камери згоряння.

Крім того, у багатьох дослідженнях відзначається тенденція до зниження вмісту в відпрацьованих газах продуктів неповного згоряння, таких як монооксид вуглецю (CO) та легкі незгорілі вуглеводні. Це пов'язано з тим, що добавка ВНТ підвищує реакційну здатність палива, сприяючи більш повному згорянню. Таким чином, ВНТ не лише знижують рівень токсичних викидів, але й підвищують ефективність роботи дизельного двигуна, забезпечуючи екологічні та економічні переваги.

Вуглецеві нанотрубки (ВНТ) мають значну адсорбційну поверхню, високий коефіцієнт дифузії та виражені каталітичні властивості, що робить їх перспективними екологічними присадками до нафтового дизельного палива (ДП). Дослідження показують, що додавання ВНТ до рідких палив сприяє зниженню димності відпрацьованих газів (ВГ). Це пояснюється тим, що ВНТ прискорюють процеси сумішоутворення та згоряння палива, скорочують період затримки займання та тривалість згоряння, що позитивно впливає на димність ВГ.

Крім того, додавання ВНТ до нафтового ДП сприяє зниженню емісії оксидів азоту (NO_x). Зазвичай викиди NO_x зростають зі збільшенням навантаження двигуна через підвищення температур згоряння та швидкості поширення полум'я при збільшенні кількості палива, що подається в камеру згоряння дизеля. Присутність ВНТ підвищує теплопровідність палива, збільшує його цетанове число та скорочує період затримки займання. У результаті знижується температура згоряння та скорочується його тривалість, що веде до зменшення емісії NO_x .

Дослідження також вказують на тенденцію зниження вмісту продуктів неповного згоряння палива, таких як монооксид вуглецю (CO) та легкі незгорілі вуглеводні, при використанні рідких палив з додаванням ВНТ. Це зумовлено

підвищенням реакційної здатності палива завдяки присутності ВНТ, що сприяє більш повному згорянню.

Отже, додавання ВНТ до рідкого ДП прискорює процеси тепло- та масообміну, підвищує реакційну активність сумішевого палива, покращує якість сумішоутворення та згорання, скорочує період затримки займання та тривалість згорання. Покращення якості згорання палива позитивно впливає на екологічні показники енергоустановок. Таким чином, використання ВНТ як екологічної та енергетичної присадки до нафтового ДП є перспективним для транспортної та стаціонарної енергетики.

Варто зазначити, що в попередніх дослідженнях вивчали паливо з відносно низькими концентраціями присадок нанотрубок (до 300 ppm). У цьому дослідженні розглядається можливість значно більшого додавання ВНТ до нафтового ДП (до 500 мг/л), зокрема нанотрубок типу TNIM1 компанії Timesnano.

3.2 Експериментальні дослідження дизеля під час його роботи на нафтовому дизельному паливі з добавками вуглецевих нанотрубок

Аналіз підтвердив, що додавання вуглецевих нанотрубок (ВНТ) до нафтового дизельного палива (ДП) може покращити експлуатаційні показники дизельних двигунів. Для перевірки цієї гіпотези були проведені дослідження на експериментальному стенді, що базується на дизель-генераторній установці (ДГУ), серійно виготовленій Київським моторним заводом (КМЗ). Основним елементом установки був атмосферний дизель Д-243 (4 ч 11/12,5), який виробляє змінний електричний струм.

У випробуваннях використовували нафтове дизельне паливо марки «Л» з додаванням ВНТ типу TNIM1 від компанії Timesnano. Концентрація ВНТ у ДП варіювалася від 0 (чисте паливо) до 500 мг/л. Ринкова вартість ВНТ TNIM1 становить 83 долари США за 1 кг (при замовленні від 10 до 100 кг). При

максимальній концентрації (500 мг/л) вартість добавки на 1 літр палива складала приблизно 1,6 грн.

Слід зазначити, що ДП і ВНТ мають низьку сумісність, через що їх змішування потребувало спеціальних методів. Для цього використовувалася ультразвукова ванна Skymen JP-040S, яка зазвичай застосовується для очищення деталей паливної апаратури від нагару та інших забруднень. Після ультразвукового змішування утворювалася стійка однорідна суміш темно-коричневого кольору.

Оскільки розміри ВНТ (до 30 мкм у довжину) були порівнянні з розмірами частинок, що затримуються фільтром тонкого очищення штатної паливної системи дизеля, це забезпечувало надійність паливоподачі під час випробувань на таких сумішах. Випробування проводилися з урахуванням усіх аспектів роботи паливної системи, зокрема можливого впливу на фільтри та стабільність палива.

На моторному стенді дизель Д-243 досліджено на режимах граничної регуляторної характеристики, що формується регулятором при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, які є штатними режимами ДГУ, що виробляє змінний електричний струм. Цей струм задовольняв вимоги до струму промислових мереж. Нахил регуляторної характеристики (її статизм δ) дизеля дорівнював $\delta = 7\%$. При випробуваннях статичний кут випередження впорскування палива дорівнював $\theta = 13^\circ$ повороту колінчастого валу до верхньої мертвої точки. У зв'язку з тим, що добавки ВНТ до нафтового ДП не перевищували 500 мг/л, що становить менше одного відсотка за масою ДП, було прийнято, що теплотворна здатність сумішевого палива незмінна і дорівнює $H_U = 42,5 \text{ МДж/кг}$.

При випробуваннях дизеля на нафтовому ДП з різними добавками ВНТ підтримувалася сталість швидкісного та навантажувального режиму роботи дизеля. Номінальний режим роботи (режим максимальної потужності) відповідав частоті обертання колінчастого валу $n = 1480 \text{ хв}^{-1}$ та потужності

дизеля $N_e=36,8$ кВт. На режимі з повним навантаженням годинна витрата нафтового ДП складала близько 10 кг/год.

Отримані результати випробувань дизеля Д-243 свідчать про те, що в міру збільшення добавки ВНТ до нафтового ДП її вплив на питому ефективну витрату палива збільшується. При цьому на режимах з великими навантаженнями відмічено порівняно слабкий вплив добавки ВНТ до нафтового ДП на показники паливної економічності. Зокрема, на режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива g_e з 273,6 до 273,4 г/(кВт·год), що знаходиться в межах точності визначення цього параметра.

При роботі двигуна на сумішевому паливі, що містить 500 мг/л ВНТ, і навантаженні 12,3 кВт, 23,2 кВт і 36,8 кВт питома ефективна витрата палива складала відповідно 372,4 г/(кВт·год), 292,2 г/(кВт·год) та 273,4 г/(кВт·год). При використанні чистого ДП ця витрата дорівнювала 381,3 г/(кВт·год), 297,4 г/(кВт·год) та 274,2 г/(кВт·год), відповідно. Таким чином, додавання до нафтової ДП 500 мг/л нанотрубок дозволило знизити питому ефективну витрату на 0,3 % на режимі з повним навантаженням ($N_e = 36,8$ кВт), на 1,8% на режимі з $N_e = 23,2$ кВт, на 2,3% у режимі з $N_e = 12,3$ кВт.

Випробування дизеля показали тенденцію до покращення показників токсичності відпрацьованих газів (ВГ) при додаванні вуглецевих нанотрубок (ВНТ) до нафтового дизельного палива (ДП). Найбільший вплив добавки ВНТ спостерігався на димність ВГ. На режимі максимальної потужності збільшення концентрації ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л призвело до зменшення димності за шкалою Хартриджа з 26,0% до 11,2% , що є зниженням більш ніж у два рази. На режимах із зниженим навантаженням вплив добавки ВНТ на димність ВГ був менш вираженим.

При додаванні ВНТ до нафтового ДП емісії найбільш значущого газоподібного токсичного компонента ВГ – оксидів азоту знижується. Найбільше зменшення вмісту оксидів азоту в ВГ CNO_x досліджуваного дизеля

відмічено на режимі максимальної потужності при зростанні вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л. При цьому концентрація CNO_x у ВГ знизилася від 1763 до 1670 ppm (на 5,3%). Залежно від режиму роботи дизеля, таке зниження вмісту оксидів азоту в ВГ змінювалося в діапазоні від 2,5 до 8,0%.

Таким чином, додавання ВНТ до нафтового ДП дозволяє значно знизити димність та концентрацію оксидів азоту у ВГ, особливо в режимі максимальної потужності, що підтверджує перспективність використання ВНТ як екологічної присадки для покращення характеристик дизельних двигунів.

Експериментальні дані показують, що додавання вуглецевих нанотрубок (ВНТ) до нафтового дизельного палива (ДП) має незначний вплив на вміст монооксиду вуглецю C_{CO} та легких незгорілих вуглеводнів C_{CH_x} у відпрацьованих газах (ВГ). Зазвичай, зі збільшенням навантаження двигуна, викид C_{CO} знижується, що пояснюється підвищенням температури згоряння та, відповідно, швидкості реакції окислення монооксиду вуглецю при збільшенні кількості поданого палива [8]. Найбільшого ефекту зниження C_{CO} було досягнуто в режимі холостого ходу при частоті обертання $n=1590 \text{ хв}^{-1}$.

У цьому режимі додавання 500 мг/л ВНТ до нафтового ДП дозволило знизити концентрацію C_{CO} у ВГ із 0,020% до 0,015%, що становить зниження на 25%. На режимах із повним навантаженням вплив додавання ВНТ на викид C_{CO} був практично відсутнім.

Таким чином, ефективність зниження викидів монооксиду вуглецю за допомогою ВНТ проявляється переважно на низьконавантажувальних режимах роботи двигуна, тоді як на високонавантажувальних режимах вплив добавки є незначним.

Таблиця 3.3.

Частота обертання валу двигуна n , ефективна потужність N_e , об'ємні концентрації кисню C_{O_2} , діоксиду вуглецю C_{CO_2} , оксидів азоту C_{NO_x} , монооксиду вуглецю C_{CO} , вуглеводнів C_{CH_x} в ВГ дизелі Д-243

Робота на нафтовому дизельному паливі							
№ режимів	$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{КВт}$	$C_{O_2}, \%$	$C_{CO_2}, \%$	C_{NO_x}, ppm	$C_{CO}, \%$	C_{CH_x}, ppm
1	1480	36,8	7,74	9,59	1763	0,013	9
2	1510	23,2	12,47	5,96	1270	0,014	9
3	1540	12,3	15,67	3,73	612	0,015	10
4	1590	0	18,31	1,80	189	0,020	10
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 125 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,80	9,58	1697	0,013	10
2	1510	23,2	12,63	5,74	1230	0,013	10
3	1540	12,3	15,70	3,60	585	0,014	10
4	1590	0	18,33	1,78	184	0,015	9
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 250 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,88	9,55	1678	0,014	10
2	1510	23,2	12,70	5,65	1220	0,014	10
3	1540	12,3	15,72	3,54	580	0,014	11
4	1590	0	18,34	1,76	178	0,015	10
Робота на нафтовому дизельному паливі з добавкою 500 мг/л нанотрубок							
1	1480	36,8	7,90	9,50	1670	0,013	10
2	1510	23,2	12,83	5,65	1205	0,013	10
3	1540	12,3	15,72	3,23	575	0,014	10
4	1590	0	18,34	1,72	174	0,015	11

Примітка: вказано об'ємний відсотковий вміст компонентів ВГ; ppm - мільйонні об'ємні частки C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CH_x} .

Викиди легких вуглеводнів, що не згоріли, з відпрацьованих газів досліджуваного дизеля слабо залежать від концентрації вуглецевих нанотрубок у сумішевому паливі. Разом із тим, варто зазначити дуже низький рівень цього токсичного компонента у відпрацьованих газах, що становить лише 9–11 ppm.

Дослідження дизеля Д-243 проводилися на моторному стенді в режимах граничної регуляторної характеристики, що формується регулятором при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500$ об/хв, які є штатними для дизель-генераторної установки, що виробляє змінний електричний струм, відповідний

вимогам промислових мереж. Нахил регуляторної характеристики (її статизм) складав $\delta = 7\%$. Під час випробувань статичний кут випередження впорскування палива дорівнював $\theta = 13^\circ$ повороту колінчастого валу до верхньої мертвої точки.

Зважаючи на те, що концентрація вуглецевих нанотрубок у нафтовому дизельному паливі не перевищувала 500 мг/л (менше 1% за масою), вважалось, що теплотворна здатність сумішевого палива залишається незмінною і дорівнює 42,5 МДж/кг.

Усі випробування дизеля на нафтовому дизельному паливі з додаванням ВНТ проводилися зі сталістю швидкісного та навантажувального режимів. Номінальний режим роботи (режим максимальної потужності) відповідав частоті обертання колінчастого валу $n = 1480$ об/хв та потужності $N_e = 36,8$ кВт. У цьому режимі при повном

Результати випробувань дизеля Д-243 свідчать, що збільшення концентрації вуглецевих нанотрубок (ВНТ) у нафтовому дизельному паливі (ДП) посилює їх вплив на питому ефективну витрату палива. Однак на високонавантажених режимах вплив ВНТ на показники паливної економічності виявився незначним. Наприклад, на режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ від 0 до 500 мг/л спричинило зменшення питомої ефективної витрати палива g_e з 273,6 до 273,4 г/(кВт·год), що перебуває в межах точності вимірювання.

При роботі двигуна на сумішевому паливі з 500 мг/л ВНТ за навантаження 12,3 кВт, 23,2 кВт і 36,8 кВт, питома ефективна витрата палива склала 372,4 г/(кВт·год), 292,2 г/(кВт·год) та 273,4 г/(кВт·год) відповідно. Для чистого дизельного палива ці показники дорівнювали 381,3 г/(кВт·год), 297,4 г/(кВт·год) і 274,2 г/(кВт·год). Таким чином, додавання ВНТ до нафтового ДП дозволило знизити питому ефективну витрату на 0,3% при повному навантаженні (36,8 кВт), на 1,8% при навантаженні 23,2 кВт та на 2,3% при навантаженні 12,3 кВт.

Дослідження також виявили покращення показників токсичності відпрацьованих газів (ВГ) при додаванні ВНТ до нафтового ДП, особливо зниження димності ВГ. На режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ від 0 до 500 мг/л знизило димність ВГ від 26,0% до 11,2% за шкалою Хартриджа, тобто більш ніж у два рази. На режимах із меншим навантаженням вплив ВНТ на димність був менш вираженим.

Крім того, додавання ВНТ зменшило емісію оксидів азоту (CNOx) у ВГ. Найбільше зниження концентрації CNOx спостерігалось на режимі максимальної потужності: при збільшенні вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л концентрація CNOx знизилася з 1763 до 1670 ppm (на 5,3%). Загалом зниження вмісту оксидів азоту в залежності від режиму роботи дизеля коливалось в межах від 2,5% до 8,0%.

ВИСНОВКИ

Проведені дослідження підтвердили, що удосконалення процесів подачі палива та поліпшення властивостей застосовуваного палива сприяють суттєвому підвищенню експлуатаційно-технічних характеристик дизельного двигуна. Основні висновки та рекомендації за результатами досліджень:

1. Запропоновано кілька варіантів дослідних розпилювачів форсунок із додатковими гідравлічними опорами, виконаними на носку голки. Найефективнішим виявився розпилювач варіанта № 4, у якому конусна частина голки серійного розпилювача (кут конуса 60°) сточена на 0,1 мм за діаметром вище посадкового діаметра $r = 2,65\text{мм}$. Це рішення забезпечило поліпшення якості розпилювання палива та процесу сумішоутворення.

2. Розроблено методику для розрахунку параметрів перебігу палива у форсунці розпилювача за допомогою програмного комплексу AnsysFluent. Методика дозволяє моделювати стаціонарний та динамічний (імпульсний) режими течії палива. У дослідженні було змодельовано стаціонарний перебіг нафтового дизельного палива у форсунці двигуна Д-243 при максимальному підйомі голки.

3. Використовуючи розроблену методику, проведено розрахункові дослідження впливу геометрії проточної частини розпилювачів на параметри потоку палива. При стаціонарному перебігу перехід від серійного розпилювача до варіанта № 4 призвів до збільшення кінетичної енергії турбулентності на виході з отвору, що розпилює, збільшилася від 2260,06 до 2330,30 $\text{м}^2/\text{с}^2$, тобто. на 3,1%. При роботі системи паливоподачі в імпульсному режимі та вказаному переході максимальне збільшення кінетичної енергії турбулентності потоку палива на виході з отвору, що розпилює, склало 8,8%. При роботі системи паливоподачі в імпульсному режимі максимальне зростання кінетичної енергії турбулентності досягло 8,8%.

Ці результати демонструють ефективність конструктивних змін у розпилювачах форсунок та їх позитивний вплив на процеси розпилювання й сумішоутворення в дизелях.

1. Проведено випробування дизеля зі штатними розпилювачами та провіреними за варіантом № 4 на моторному стенді, що включає дизель типу Д-243 (4Ч 11/12,5) та генератор змінного струму типу ЕСО-ЕСР виробництва фірми RINA (Італія). На режимі максимальної потужності заміна серійних розпилювачів дослідними за варіантом № 4 дозволила знизити питому ефективну витрату палива від 275, 2 до 270,4 г/(кВт·год), тобто. на 1,7%, і зменшити димність ВГ від 23,5 до 12,5% за шкалою Хартриджа, тобто, на 46,8%. У цьому режимі при заміні серійних розпилювачів на провірені за варіантом № 4 концентрації оксидів азоту в ВГ зростає від 1743 до 1923 ppm, тобто. на 10,3%. При цьому відзначено тенденцію зниження вмісту в ВГ монооксиду вуглецю та вуглеводнів.

2. Визначено константи експоненційної залежності періоду затримки займання від енергії активації палива та параметрів повітряного заряду в камері згоряння дизеля. Для дизеля типу Perkins AD3.152 при роботі на режимі максимальної потужності із середнім ефективним тиском $p_e=0,84$ МПа та частотою обертання $n=2000$ хв-1 на рапсовій, соняшниковій та соєвій олії, період затримки займання дорівнював 0,50 мс, а при використанні нафтового ДП – 0,33 мс. На цьому ж швидкісному режимі з неповним навантаженням ($p_e=0,68$ МПа) період затримки займання зазначених олій дорівнював 0,63 мс, а у ДП – 0,50 мс. Найгірша займистість олій призвела до зниження ефективності згоряння. На режимі з частотою обертання валу $n=2000$ хв-1 і неповним навантаженням ($p_e=0,68$ МПа) переклад дизеля з нафтового ДП на рослинні олії призвів до зниження ефективного ККД двигуна на 4-5%.

3. Запропоновано методику порівняльного аналізу критеріїв займання рослинних олій у камері згоряння дизельного двигуна. Вона включає визначення факторів, що впливають на їхнє цетанове число, і виділення найбільш значущих серед них. Проведено аналіз кореляційних залежностей

цетанового числа рослинних олій від температури їх запалення в закритому тиглі, а також від вмісту олеїнової кислоти та граничних жирних кислот у складі олій.

Найвищу щільність кореляції має залежність цетанового числа від температури займання в закритому тиглі, що підтверджується коефіцієнтом детермінації $R^2=0,92$. Залежність цетанового числа від вмісту олеїнової кислоти має середню щільність кореляції $R^2=0,66$, тоді як залежність від вмісту граничних жирних кислот характеризується найменшою щільністю кореляції $R^2=0,48$.

Крім того, проведено дослідження роботи дизеля Д-243 у складі дизель-генераторної установки (ДГУ) при додаванні вуглецевих нанотрубок (ВНТ) до нафтового дизельного палива (ДП). У випробуваннях використовувалося дизельне паливо марки «Л», до якого додавалися ВНТ типу TNIM1 виробництва компанії Timesnano (Китай). Концентрація ВНТ у паливі варіювалася від 0 мг/л (чисте ДП) до 500 мг/л, що дозволило оцінити вплив цієї присадки на робочі та екологічні показники двигуна.

4. На режимі максимальної потужності зі збільшенням вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л питома ефективна витрата палива знизилася від 273,6 до 273,4 г/(кВт·год). При додаванні до нафтового ДП 500 мг/л ВНТ ця витрата палива зменшилася на 0,3 % на режимі з повним навантаженням ($N_e = 36,8$ кВт), на 1,8% на режимі з $N_e = 23,2$ кВт, на 2 3% на режимі з $N_e = 12,3$ кВт. На режимі максимальної потужності збільшення вмісту ВНТ у нафтовому ДП від 0 до 500 мг/л призвело до зменшення димності ВГ від 26,0 до 11,2 % за шкалою Хартриджа, тобто більш ніж удвічі.

5. При додаванні ВНТ до нафтового ДП відмічено зниження викидів оксидів азоту. Найбільше зменшення вмісту NO_x у ВГ відзначено на режимі максимальної потужності при зростанні вмісту ВНТ у суміші від 0 до 500 мг/л. При цьому концентрація NO_x у ВГ знизилася від 1763 до 1670 ppm (на 5,3%).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Закон «Про альтернативні види палива»: за станом на 19.06. 2009 / Верховна Рада України. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi>
2. Демидов І.М., Ситнік Н.С., Мазаєва В.С. Соняшник і проблема альтернативного палива в Україні. *Науково-технічний бюлетень інституту олійних культур НААН*. 2014. № 21. С. 137-146.
3. Дубровін В.О. Біодизель та біоетанол. Проект «Підвищення енерго-ефективності та стимулювання використання відновлюваної енергії в агро-харчових та інших малих та середніх підприємствах України». 2015. С. 51.
4. Іванюк О.В. Стратегічні вектори управління енергетичною безпекою. *Сталий розвиток економіки*. 2012. № 2. С. 144-147.
5. Калетнік Г.М. Соціально-економічне значення розвитку ринку біопалива в Україні. *Економіка АПК*. 2008. № 6. С. 128-132.
6. Кушнір І.В. Перспективи розвитку виробництва біодизелю в Україні. *Збірник наукових праць ВНАУ. Економічні науки*. 2011. № 1(48). С. 41-46.
7. Климчук О.В. Регулювання розвитку конкурентоспроможного виробництва біопалив в Україні. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. 2018. 412 с.
8. Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. Технології і обладнання для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів. *Техніка і технології АПК*. 2012. № 12(39). С. 21-23.
9. Войтов В., Карнаух М., Даценко М. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів з використанням біодизеля. *Техніка і технології АПК*. 2009. № 1. С. 13-17.
10. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія автомобільного транспорту : навч.посіб. Київ : Основа, 2002. 312 с.
11. Бум на світовому ринку біопалива - як цим може скористатися Україна? Інститут економічних досліджень та політичних консультацій,

Німецько-Український аграрний діалог. Консультаційна робота № 7, лютий, 2007.

12. Перегінець В. Біодизель. Сучасне виробництво біодизельного палива з рослинної біомаси. Київ. 2001. 73 с.

13. Жук Г.В. Перспективи виробництва альтернативного автомобільного палива в Україні: Стенограма доповіді на засіданні Президії НАН України 8 червня 2022 року. *Вісник НАН України*. 2022. № (8). С. 19-24.

14. Дубровін В. О., Корчемний М. О., Масло І. П. та ін. Біопалива (технології, машини і обладнання). Київ: ЦТІ „Енергетика і електрофікація”, 2004. 256 с.

15. Семенов В.Г., Марченко А.П., Семенова Д.У. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. *Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету*. Збірка наук. праць. 2000. Випуск 101. С. 159-163.

16. Адаменко О., Височанський В., Лютко В. та ін. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії : монографія. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2001. 432 с.

17. Гаєва Л.І., Козак Ф.В., Мельник В.М. Використання експлуатаційних матеріалів і економія паливно-енергетичних ресурсів. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 272 с.

18. Паладійчук Ю.Б., Гуцаленко О.В., Чорна Т.В. Методи та засоби при експлуатаційній обкатці машин та механізмів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Серія: Технічні науки. 2012. Випуск 10 (59). Т. 2. С. 110-113.

19. Пришляк В.М., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Аналіз показників роботи двигуна Д-240 за розрахунками комп'ютерної програми DIESEL-RK. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2015. Випуск 2 (90). С. 28-32.

20. Гунько І.В., Гуцаленко О.В. Транспорт - актуальні проблеми та сьогодення. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2015. Випуск 2 (90). С. 98-103.

21. Пришляк В.М., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Визначення ефективності роботи автотракторних двигунів адаптованих для часткових режимів навантаження. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. Випуск 3 (95). С. 57-62.
22. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Яцковський В.І. Механізація сільськогосподарського виробництва. Частина 1: Трактори - для студентів спеціальності 5.09010202 «Бджільництво». Вінниця: РВВ ВНАУ, 2015. 550 с.
23. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Комаха В.П. Методичні вказівки для виконання самостійної роботи з дисципліни «Механізація сільськогосподарського виробництва». Частина 1: Трактори - для студентів спеціальності 5.09010202 «Бджільництво». Вінниця: РВВ ВНАУ, 2013. 55 с.
24. Анісімов В.Ф., П'ясецький А.А. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Вінниця: РВВ ВНАУ, 2010. 41 с.
25. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Димченко І.І. Автомобільні двигуни: підручник. Київ : Арістей, 2004. 476 с.
26. Тимченко І.І., Гутаревич Ю.Ф., Долгунов К.Є., Муждобаєв М.Р. *Автомобільні двигуни*. Харків : Основа, 1995. 460 с.
27. Zakharchuk V., Tkachuk V. Biodiesel fuel on the basis of izopropil esters of rape oil. *MOTROL*, volume 12, Lublin 2010, p. 188-193.
28. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І., Войцехівський С.О. Трактори та автомобілі: підручник. Київ: Вища освіта, 2003. 560 с.
29. Naddaf A., Heris S.Z. Density and Rheological Properties of Different Nanofluids Based on Diesel Oil at Different Mass Concentrations. An experimental study // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2019. Vol. 135. P. 1229-1242.
30. Naddaf A., Heris S.Z. Experimental Study on Thermal Conductivity and Electrical Conductivity of Diesel Oil-Based Nanofluids of Graphene Nanoplatelets and Carbon Nanotubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 95. P. 116-122.
31. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

33. Бондаренко Є.А., Дрончак В.О. Освітлення виробничих приміщень : довідник. Вінниця : ВНТУ, 2011. 61 с.
34. ДСН 3.3.6-037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
35. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.
36. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги.
37. Методичні вказівки до опрацювання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" в дипломних проектах і роботах студентів спеціальностей, що пов'язані з функціональною електронікою, автоматизацією та управлінням. Уклад. О. В. Березюк, М. С. Лемешев. Вінниця : ВНТУ, 2012. 64 с.
38. Правила улаштування електроустановок. 2-е вид., перероб. і доп. Харків: "Форт", 2009. 736 с.
39. ДБН В.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд.