МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«___»_____ 2026 р.
Зав. кафедри _д.т.н., професор___
(науковий ступінь, вчене звання)
_____ __Володимир ДІДУР___
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Дослідження впливу різних видів палива на компоненти системи впорскування дизельного двигуна та вплив на знос деталей системи впорскування»

Виконав: студент _4 курсу, групи 41з -ім
освітньої програми___бакалавр_____
спеціальності _208 «Агроінженерія»_
__Федорчук Микола Віталійович _____
(прізвище та ініціали)
Керівник канд. с-г наук, доцент Головатюк Анатолій Анатолійович
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії
Освітня програма «Бакалавр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри
_____ Володимир ДІДУР
«___» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

Федорчуку Миколі Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Дослідження впливу різних видів палива на компоненти системи впорскування дизельного двигуна та вплив на знос деталей системи впорскування»
керівник проекту Головатюк Анатолій Анатолійович, канд. с-г наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
" 08 " травня 2026 р. № 01-06/166
2. Строк подання студентом проекту 18.05.2026 р.
3. Вихідні дані до проекту: Дослідження впливу різних видів палива на компоненти системи впорскування дизельного двигуна та вплив на знос деталей системи впорскування. Аналіз стендів для дослідження різних видів палива
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
аналіз стану досліджуваного питання; експериментальні дослідження; питання охорони праці; техніко-економічне обґрунтування проекту.
5. Ілюстративний матеріал: підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломного проекту: Метою даної роботи є вивчення впливу різних видів палива на стан деталей системи впорскування – зокрема, на поверхневий стан плунжера насоса. Дослідження проводились на двох паливних сумішах

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 26 вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	15.10.2025 р.	
2.	Розділ 1. Аналіз стану досліджуваного питання	19.11.2025 р.	
3.	Розділ 2. Експериментальні дослідження	18.12.2025 р.	
4.	Розділ 3. Охорона праці	12.02.2026 р.	
5.	Розділ 4. Економічне обґрунтування проекту	09.03.2026 р.	
6.	Виконання ілюстративної частини проекту	15.04.2026 р.	
7.	Представлення проекту керівнику на перевірку	18.05.2026 р.	

Студент _____ Федорчук М. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту_____ Головатюк А.А,_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП……..……..5
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ 7
1.1. Альтернативні палива 7
1.2. Властивості досліджуваних палив. Біодизельне паливо. 8
1.3. Система впорскування палива. 11
2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ 13
2.1. Основи шорсткості поверхні 13
2.2 Статичні параметри шорсткості 14
2.3 Параметри системи огинаючої (Е-система) 14
2.4 Багатомасштабна характеристика топографії поверхні 15
2.5 Витратні характеристики форсунки. Витратний коефіцієнт 15
2.6 Теоретичні основи вимірювання витратних чисел 15
2.7. Обладнання та методика вимірювань. Пристрій для вимірювання витратних чисел 16
2.8 Методика вимірювання витратних чисел 17
2.9. Пристрій для вимірювання шорсткості 18
2.10. Методика вимірювання шорсткості 18
2.11. Пристрій для синхронного випробування двох різних видів палива. Конструкція насоса Bosch 19
2.12. Привідний пристрій 20
2.13. Методика проведення випробувань 21
2.14. Результати вимірювань. Результати вимірювань витратного числа. 22
2.15. Результати вимірювань шорсткості поверхні 25
43. ОХОРОНА ПРАЦІ 31
3.1. Загальні вимоги безпеки при роботі з паливними системами
3.2. Вимоги безпеки при роботі з горючими рідинами
3.3. Вимоги безпеки при роботі з обладнанням високого тиску
3.4. Засоби індивідуального захисту 32
3.5. Вимоги безпеки при роботі з вимірювальним обладнанням
3.6. Охорона довкілля 33
4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ 34
4.1. Аналіз результатів вимірювань витратного числа
4.2. Аналіз результатів вимірювань шорсткості. Плунжер насоса
4.2.2. Гільза плунжера насоса 35
4.2.3. Голка форсунки
4.2.4. Гільза голки форсунки
4.3. Загальна оцінка впливу видів палива 36
ВИСНОВКИ 37
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 39

ВСТУП

Забруднення повітря є серйозною проблемою, якою вже протягом багатьох років займаються численні фахівці з різних галузей. Однак відповідальність за це несе не лише промисловість, що генерує величезні обсяги парникових газів, – у останні десятиліття значний внесок у забруднення атмосфери зробив і автотранспорт з його двигунами внутрішнього згоряння. Сучасний спосіб життя значною мірою залежить від цих двигунів, які стали одним із головних джерел антропогенного забруднення довкілля.

Результати наукових досліджень свідчать, що довгострокове потепління атмосфери – не питання далекого майбутнього, а явище, яке відбувається вже нині. Це спонукало до активного пошуку та впровадження альтернативних, більш екологічних видів палива. Додатковим аргументом на користь альтернативних палив є поступове виснаження запасів нафти.

Разом із тим необхідно змінити ставлення як споживачів традиційного пального, так і політиків багатьох держав, які через зацікавленість у великих прибутках нерідко ігнорують проблему забруднення. Факт неминучого вичерпання мінеральних ресурсів упродовж наступних десятиліть частина країн все ж сприйняла серйозно, і відповідне законодавство вже активно розробляється. Більшість європейських держав ухвалили нормативні акти, що встановлюють стандарти для окремих видів альтернативного палива.

Біодизель та біоетанол – лише два елементи в широкій палітрі альтернативних видів палива, покликаних зменшити забруднення атмосфери.

Мета та завдання роботи:

Зростаюче споживання викопного палива та пов’язане з ним збільшення емісії шкідливих речовин зумовили розвиток і поширення альтернативних видів палива. У сфері двигунів внутрішнього згоряння

найбільшого поширення набули біодизельне паливо та біоетанол. Характеристики біодизельного палива є близькими до характеристик «класичного» дизельного палива, тоді як характеристики біоетанолу наближені до характеристик бензину.

При використанні біопалива постає питання: яким є вплив цих видів пального на роботу існуючих двигунів внутрішнього згоряння та їх окремих вузлів. Особливої уваги заслуговує система впорскування палива, оскільки саме від її конструкції та режиму роботи залежать процес сумішоутворення, витрата палива та рівень емісії відпрацьованих газів.

Метою даної роботи є вивчення впливу різних видів палива на стан деталей системи впорскування – зокрема, на поверхневий стан плунжера насоса. Дослідження проводились на двох паливних сумішах:

– 85% дизельного палива + 15% біоетанолу (D85E15);

– 85% біодизельного палива + 15% біоетанолу (B85E15).

Для забезпечення коректного порівняння впливу кожного виду палива необхідно було гарантувати однакові умови випробування. Це досягалося за допомогою спеціально виготовленого пристрою для синхронного випробування, який забезпечував постійну частоту обертання (750 об/хв), однаковий тиск і температуру роботи системи.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ

1.1. Альтернативні палива

Використання альтернативних видів палива для приводу моторних транспортних засобів неухильно зростає. Це зумовлено підвищенням цін на основні енергетичні ресурси, насамперед на сиру нафту, прагненням до зниження енергетичної залежності країн-імпортерів, а також екологічними міркуваннями. Найвищий потенціал мають альтернативні палива з відновлюваних джерел, основна перевага яких перед викопними видами пального полягає у зниженні емісії парникових газів (насамперед CO_2). Вже сьогодні для живлення дизельних транспортних засобів успішно застосовуються суміші нафтового дизельного палива D2 та біодизелю з часткою останнього від 5 до 10 об.%, а в окремих країнах-членах ЄС – зокрема, в Австрії та Німеччині – на заправних станціях пропонується і 100% біодизель [1].

Переваги альтернативних палив:

– проста заготівля вихідної сировини;

– у разі розливу не становлять загрози забруднення ґрунтових вод;

– не містять сірки;

– утворюють менше токсичних продуктів згоряння;

– чистий приріст емісії CO_2 в атмосферу внаслідок рослинного походження дорівнює нулю.

Недоліки альтернативних палив:

– ризик виникнення монокультур на певних територіях;

– схильні до мікробного розкладання;

– є більш агресивними до окремих матеріалів.

Сенс впровадження альтернативних палив полягає в тому, щоб так чи інакше уникнути проблеми накопичення вуглекислого газу в атмосфері Землі. Передбачається, що навіть відносно невелике зростання концентрації парникових газів – до 450 ppm, головним представником яких є CO_2, –

призвело б до підвищення середніх температур на 1–2 °С і тим самим до глобальної кліматичної катастрофи [2].

1.2. Властивості досліджуваних палив. Біодизельне паливо.

Біодизель є замінником викопного дизельного палива, що отримується з біологічних джерел. Це біологічно розкладне, нетоксичне паливо, яке при згорянні виділяє менше емісій, ніж нафтове дизельне паливо. Біодизельне паливо може замінити класичне дизельне паливо майже у всіх видах транспортних засобів, а для його розповсюдження можна використовувати вже існуючу інфраструктуру. Паливо, що містить 20% біодизелю на основі нафтового дизелю, позначається B20; чистий біодизель – B100.

Як сировина для біодизелю можуть використовуватися різноманітні олії: первинні олії ріпаку, сої, гірчиці, пальмова олія, олія жатрофи, а також водорості (як вельми перспективна сировина), відпрацьована рослинна олія (WVO), тваринні жири, включаючи лій, смалець та рибний жир.

Переваги біодизелю B100:

– до 55% нижча емісія CO та до 40% нижча емісія незгорілих вуглеводнів;

– відсутність емісії SO_2 – майже не містить сірки (менше 10 мг/кг);

– нижчий рівень диміння вихлопних систем (до 45%);

– не містить шкідливих ароматичних сполук (бензолу, толуолу тощо);

– менша емісія CO_2;

– біологічно розкладається – не становить загрози для навколишнього середовища;

– кращі мастильні властивості порівняно з дизельним паливом;

– замкнений цикл CO_2;

– придатний для існуючих конструкцій дизельних двигунів;

– змішується з дизельним паливом у будь-яких пропорціях;

– стандартизоване паливо.

Недоліки біодизелю B100:

– дещо більше виділення NO_3 (без модифікацій двигуна);

– ризик виникнення монокультур;

– обмежений виробничий потенціал;

– для виробництва потрібен спирт (метанол, етанол).

Таблиця 1.1 наводить параметри палива B100, отримані методами тестування згідно з Європейським стандартом для біопалива EN 14214. Зокрема, вміст естерів становить 96,9%, густина при 15 °C – 883 кг/м³, кінематична в'язкість при 40 °C – 4,44 мм²/с, цетанове число понад 51.

Таблиця 1.1 – Аналіз біодизельного палива виробника BIO GORIVA-Rače за стандартом EN 14214.

Властивості	Одиниці	Метод випробування	Мін.	Макс.	Результати
Вміст естерів	% (м/м)	EN 14103	96,5	–	96,9
Густина при 15 °C	кг/м³	ASTM D 4052	860	900	883
В'язкість при 40 °C	мм²/с	EN ISO 3104	3,50	5,00	4,44
Температура спалаху	°C	ISO 2719	120	–	>120
Вміст сірки	мг/кг	ISO 20884	–	10,0	<10,0
Залишок вуглецю (на 10% залишку дистиляції)	% (м/м)	ISO 10370	–	0,30	<0,30
Цетанове число	–	EN ISO 5165	51,0	–	>51,0
Вміст води	мг/кг	EN ISO 12937	–	500	208
Загальне забруднення	мг/кг	EN 12662	–	24	<24
Окиснювальна стабільність при 110 °C	год	EN 14112	6,0	–	14,8
Кислотне число	мг KOH/г	ISO 6619	–	0,50	0,24
Йодне число	г I_2/100 г	EN 14111	–	120	117
Метиловий естер жирних кислот	% (м/м)	EN 14103	–	12,0	8,5
Вміст метанолу	% (м/м)	EN 14110	–	0,20	0,01
Вільний гліцерин	% (м/м)	EN 14105 / EN 14106	–	0,02	<0,02
Загальний гліцерин	% (м/м)	EN 14105	–	0,25	<0,25
Лужні метали групи I (Na + K)	мг/кг	EN 14108 / EN 14109	–	5,0	<5,0
Вміст фосфору	мг/кг	EN 14107	–	10,0	<10,0

Газойль (марка D2) є стандартним нафтовим дизельним паливом. Відповідно до стандарту SIST EN 590, цетанове число цього палива становить не менше 51, цетановий індекс – не менше 46, а кінематична

в’язкість при 40 °С – від 2,00 до 4,50 мм²/с (таблиця 1.2). Він характеризується густиною від 820 до 845 кг/м³ при 15 °С та вмістом сірки не більше 50 мг/кг.

Таблиця 1.2 – Властивості дизельного палива D2 відповідно до стандарту SIST EN 590 [4]

Досліджувана властивість	Одиниця	Межі (I / II / III)	Метод випробування
Цетанове число	–	≥ 51	SIST EN ISO 5165
Цетановий індекс	–	≥ 46	SIST EN ISO 4264
Густина при 15 °С	кг/м³	820 – 845	SIST EN ISO 3675 / SIST EN ISO 12185
Вміст поліциклічних ароматичних вуглеводнів	% (м/м)	≤ 11	IP 391, SIST EN 12916
Вміст сірки	мг/кг	≤ 50	SIST EN 24260 / SIST EN ISO 8754 / SIST EN ISO 14596 / SIST EN ISO 20884
Температура спалаху	°С	> 55	SIST EN 22719
Коксовий залишок (на 10% об’ємного залишку дистиляції)	% (м/м)	≤ 0,30	SIST EN ISO 10370
Зольність	% (м/м)	≤ 0,01	SIST EN ISO 6245
Вміст води	мг/кг	≤ 200	SIST EN ISO 12937
Вміст загальних домішок	мг/кг	≤ 24	SIST EN 12662
Корозія на мідній пластинці (3 год при 50 °С)	ступінь	1	SIST EN ISO 2160
Окиснювальна стабільність	г/м³	≤ 25	EN ISO 12205
Змащувальна здатність (WSD 1.4) при 60 °С	мкм	≤ 460	SIST EN ISO 12156-1
В’язкість при 40 °С	мм²/с	2,00 – 4,50	SIST EN ISO 3104
Дистиляція	–	–	SIST EN ISO 3405
– при 250 °С переганяється	% (V/V)	< 65	
– при 350 °С переганяється	% (V/V)	≥ 85	
– 95 % (V/V) переганяється	°С	≤ 360	
Гранична температура фільтрованості (CFPP)	°С	≤0/≤-10/≤-20	SIST EN 116
Температура помутніння	°С	–	EN 23015
Вміст метилових естерів жирних кислот	% (V/V)	≤ 5	prEN 14078
Зовнішній вигляд	візуально	прозорий, без твердих частинок і виділеної води	PML 07.09 (візуально)
Колір	–	≤ 2	SIST ISO 2049

Біоетанол (C_2H_5OH) – це високооктановий спирт без води, що отримується шляхом ферментації рослин, які містять цукор, крохмаль або целюлозу. Трьома найпоширенішими джерелами є кукурудза, пшениця та цукрова тростина. Це чиста, безбарвна рідина з характерним запахом, яка при горінні утворює яскраво-синє полум’я без сажі.

Переваги біоетанолу:

– відновлювана сировина – зернові, відходи деревини тощо;

– підвищує октанове число палива;

– забезпечує більш чисте горіння і збільшує ефективність двигуна;

– зменшує викиди CO на 25–30% при використанні суміші E10;

– не токсичний, біологічно розкладається у воді.

Недоліки біоетанолу:

– інтенсивне вирощування може скорочувати площі, призначені для виробництва продовольства;

– підвищена витрата олії в двигуні;

– більш інтенсивне випаровування спричиняє вищу емісію вуглеводнів (HC);

– при великих частках біоетанолу необхідне переобладнання двигуна.

1.3. Система впорскування палива.

Розвиток систем впорскування палива (рис. 1.1) бере початок у 1930-х роках. Базові закономірності тогочасних механічно керованих систем (насос–трубопровід–форсунка) актуальні й донині. Система впорскування палива складається з трьох основних вузлів:

– насоса високого тиску, що забезпечує своєчасне подавання необхідної кількості палива під відповідним тиском до форсунки;

– форсунки впорскування з одним або кількома отворами, через які паливо в розпиленому або струменевому вигляді вводиться в камеру згоряння;

– трубопроводів, що з’єднують насос з форсункою.

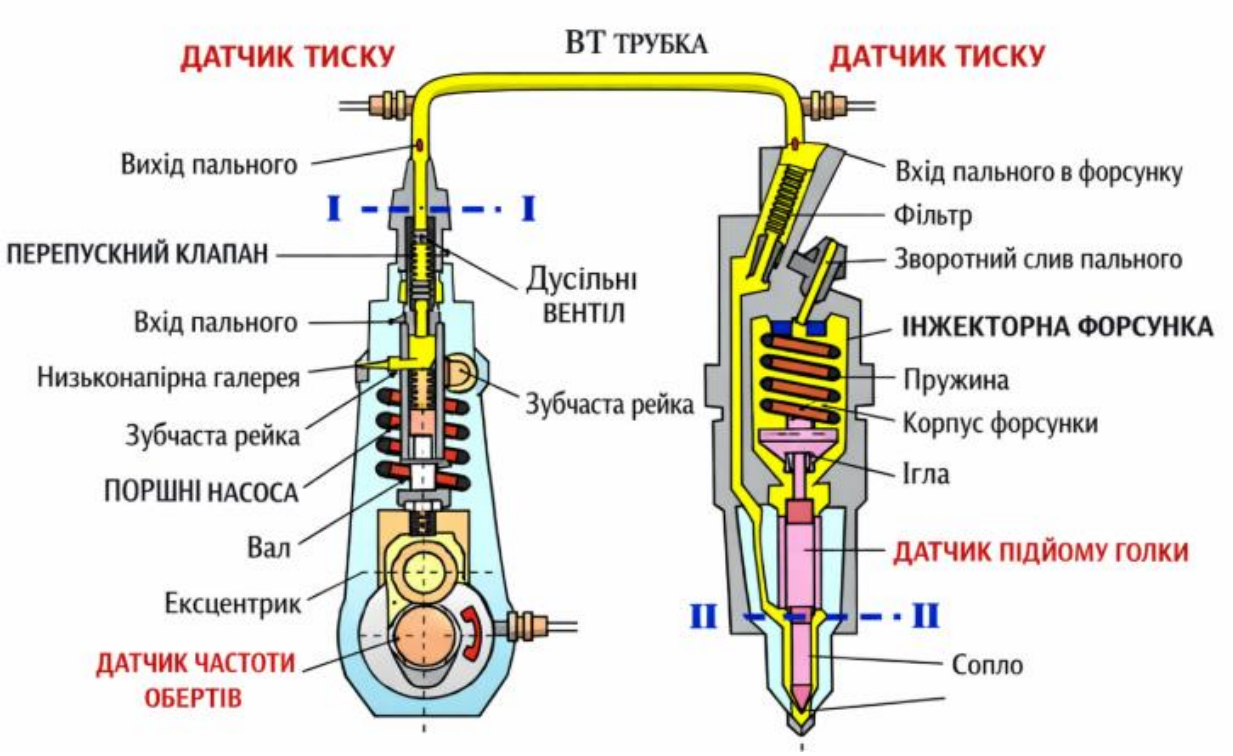


Рис. 1.1 Схематичне зображення лінійної схеми впорскування палива.

У зв’язку з постійно зростаючими вимогами до емісії, витрати палива та потужності двигуна механічно керовані системи вдосконалюються, а також розробляються нові – електронно керовані. Такі системи, крім забезпечення високих тисків впорскування, дозволяють регулювати процес упорскування відповідно до поточного режиму роботи двигуна, завдяки чому досягається ефективне згоряння та хороші характеристики двигуна.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Основи шорсткості поверхні

Незалежно від розміру тіла, саме поверхня з її характеристиками впливає на тертя, знос і мащення – незалежно від того, з якого матеріалу виготовлено тіло під поверхнею. Існують два фундаментальні типи властивостей поверхні, що вирішально впливають на знос і тертя:

– дефекти на атомному рівні номінальної поверхні, що каталітично впливають на реакції мастила;

– поверхнева шорсткість, яка обмежує контакт між тілами дуже малою часткою номінально доступної контактної площі.

Кожна поверхня складається з атомів, розташованих у певній двовимірній конфігурації. Ця конфігурація в більшості випадків є певним наближенням площини, хоча відхилення від неї можуть бути значними. Профіль шорсткості поверхні, як правило, має випадковий характер [6].

Топографія поверхні. Нерівності поверхні на атомному рівні виявляються у вигляді макроскопічних відхилень від площинності. Шорсткість означає, що більша частина поверхні не є плоскою, а являє собою сукупність западин і виступів. Для інженерних поверхонь характерна різниця між виступом і западиною порядку 1 мкм. Як показано на рис. 4.2 , профіль шорсткості залишається схожим при будь-якому масштабі розгляду – від 1 мм поверхні кочення підшипника до тисяч кілометрів топографії місяця [6].

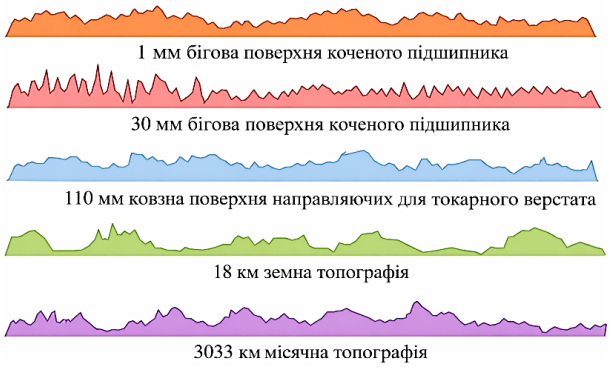


Рис. 2.1. Профіль шорсткості

2.2 Статичні параметри шорсткості

Реальну поверхню вкрай важко описати точно. Для її характеристики необхідні щонайменше два параметри: висотний (що описує зміну висоти нерівностей) та просторовий (що описує їх розподіл по поверхні). Основними параметрами шорсткості є:

$$R_a = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l |y| dx \cong \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} |y_i|$$

– R_a – середньоарифметичне відхилення профілю від середньої лінії (формула 4.1): середньо арифметичне абсолютних значень відхилень профілю від середньої лінії на базовій довжині;

– Ræ – середньоквадратичне відхилення профілю (RMS): більш чутливий показник, що враховує квадрати відхилень;

– R_h ($Rт_m$) – середня висота нерівностей за 10 точками: середнє арифметичне 5 найбільших виступів і 5 найглибших западин;

– R_{max} – найбільша висота шорсткості на базовій довжині.

Слабкість параметра R_a полягає в тому, що дві поверхні з принципово різними характеристиками можуть мати однакове значення R_a (рис. 4.4). Параметр Ræ позбавлений цього недоліку, оскільки більш чутливий до окремих великих відхилень від середньої лінії.

2.3 Параметри системи огинаючої (Е-система)

В Е-системі шорстку поверхню розглядають як криву у двовимірному просторі (рис. 4.5). Основними параметрами є:

$$V_{dej} = \frac{V_{mer}}{t_{mer}}$$

– R_p – відстань від крайньої точки найвищого виступу до середньої лінії;

– R_t – відстань між крайніми точками найвищого виступу та найглибшої западини.

Базовий профіль отримується опусканням геометричного профілю до дотику з найвищою точкою профілю шорсткості. Положення середньої лінії m визначається умовою рівності площ виступів і западин на базовій довжині.

2.4 Багатомасштабна характеристика топографії поверхні

Традиційні методи характеристики 3D-топографії поверхні дають функції та параметри, що значно залежать від масштабу, а отже, не є справжньою характеристикою шорсткої поверхні. У зв'язку з цим розроблено чотири підходи до багатомасштабної характеристики:

– методи перетворення Фур'є;

– методи вейвлет-перетворення;

– фрактальні методи;

– гібридні фрактально-вейвлетні методи.

2.5 Витратні характеристики форсунки. Витратний коефіцієнт

Витратний коефіцієнт (μ) являє собою відношення дійсної витрати до теоретичної витрати палива через форсунку :

$$\mu = \frac{\dot{V}_{dej}}{\dot{V}_{teo}}$$

де $\dot{V}^{mej}$ – дійсна об'ємна витрата, $\dot{V}_t^{eo}$ – теоретична об'ємна витрата.

Для відомої перепаду тиску між тиском перед форсункою і тиском у камері (Δp), з урахуванням густини палива (ρ) та розмірів отвору форсунки, теоретична витрата обчислюється за формулою :

$$V_{teor} = A_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

де A^d – площа геометричного перерізу отворів форсунки, що обчислюється за формулою 4.4 : $A^d = z \times \pi d^{d2} / 4$, де z – кількість отворів форсунки, d^d – діаметр отворів форсунки.

2.6 Теоретичні основи вимірювання витратних чисел

Вимірювання витратного коефіцієнта здійснюється при постійному перепаді тиску Δp: вимірюється об'єм рідини, що протікає через форсунку за визначений час. Дійсна об'ємна витрата визначається за формулою:

$$\dot{V}_{dej} = \frac{V_{mer}}{t_{mer}}$$

де $V_{m^e r}$ – виміряний об'єм рідини, $t_{m^e r}$ – час вимірювання. Густину калібрувальної рідини обчислюють відповідно до формули 4.6 залежно від температури T і тиску p, із застосуванням коригувального коефіцієнта K_a та значення густини при 20 °C (ρ_{20}).

2.7. Обладнання та методика вимірювань. Пристрій для вимірювання витратних чисел

Пристрій для вимірювання витратних чисел (рис. 2.2 і 2.3) розроблений у Лабораторії двигунів Факультету машинобудування м. Марібора. Із збірного резервуару з калібрувальною рідиною ISO 4113, температуру якої можна регулювати за допомогою охолоджуючої води, рідина подається через головний клапан і фільтр до попередніх і основних насосів. Кожний насос приводиться в дію окремим електродвигуном через пасову передачу.

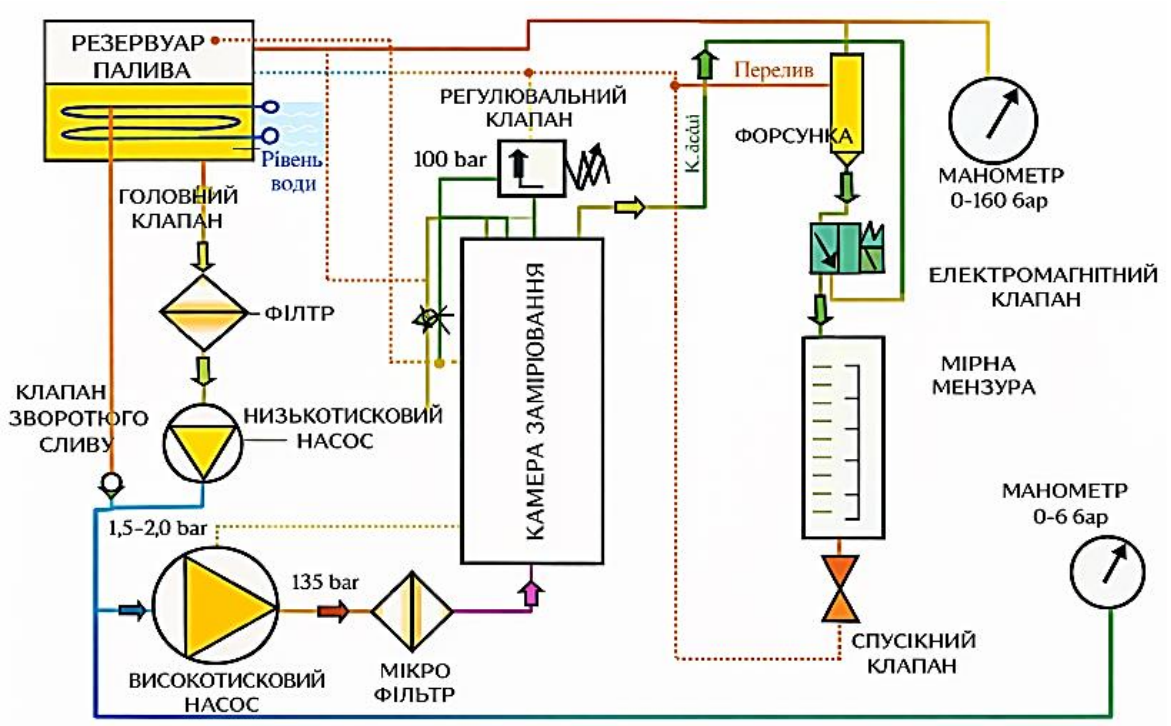


Рисунок 2.2 – Гідравлічна схема установки для вимірювання витрати палива [8].

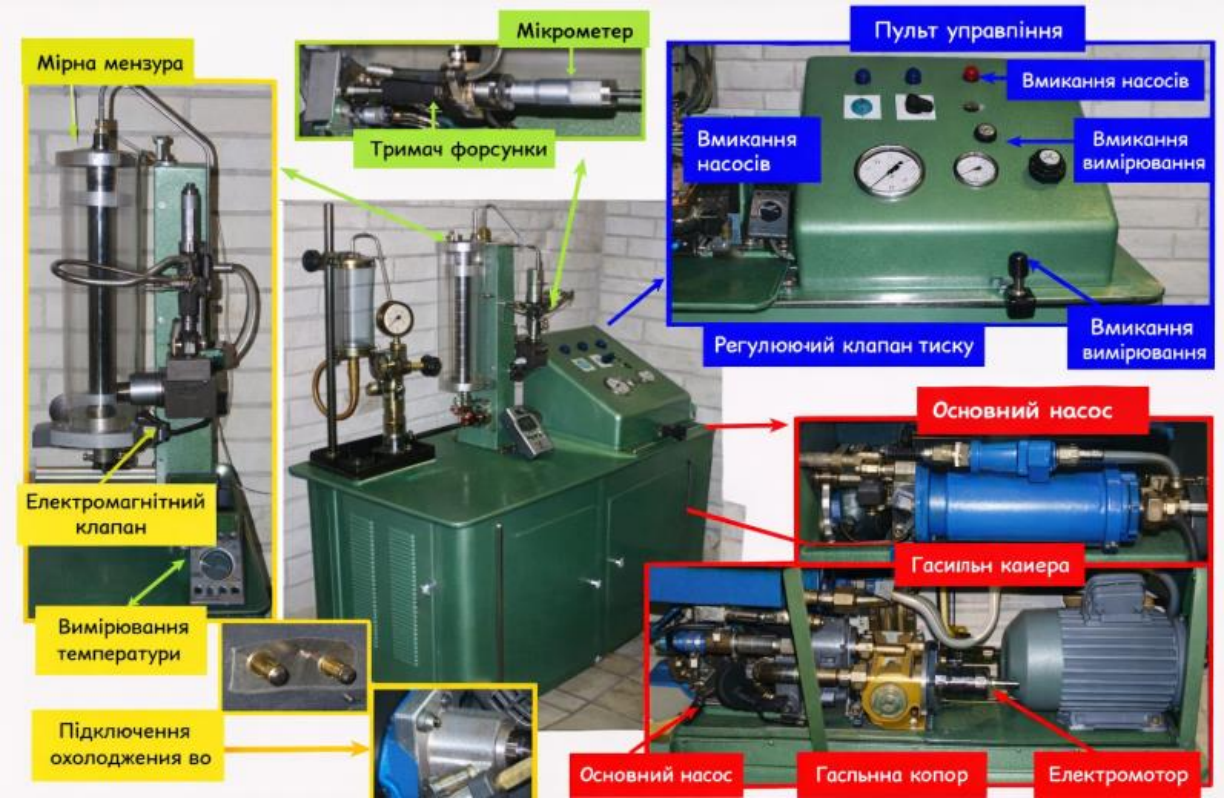


Рисунок 2.3 – Фотографія установки для вимірювання витрати палива.

Паливо, що виходить з насоса, рухається по трубопроводу високого тиску через мікрофільтр до стабілізаційної камери, яка слугує глушником пульсацій тиску. На пристрої встановлено два манометри: перший вимірює тиск перед головним насосом, другий – тиск у трубопроводі перед входом до форсунки. Температура рідини у вимірювальній мензурі фіксується термоелементом Omega Tip K.

Вимірювальна мензура – прозора труба з оргскла з внутрішнім діаметром 123 мм та шкалою безпосереднього відліку об’єму в мілілітрах. Гідравлічна схема пристрою наведена на рис. 2.3.

2.8 Методика вимірювання витратних чисел

Вимірювання полягає у визначенні об’єму калібрувальної рідини, що протікає через форсунку за попередньо визначений час (30, 60 с тощо) при заданому перепаді тиску. Після встановлення підйому голки мікрометром та виходу на заданий тиск за допомогою часового реле запускається процес заповнення вимірювальної мензури. Після закінчення встановленого часу

рідина повертається в резервуар. За значеннями об’єму та часу обчислюються дійсна та теоретична об’ємні витрати відповідно до формул.

2.9. Пристрій для вимірювання шорсткості

Вимірювання шорсткості виконувалися на обладнанні компанії PERTHEN (рис. 2.4 і 2.5), що складається з двох частин:

– механічний щуп типу RHT 3/6 – для вимірювання шорсткості поверхонь отворів діаметром ≥ 3 мм та глибиною вимірювання до 10 мм або отворів діаметром ≥ 6 мм та глибиною до 20 мм;

– обертова головка типу PURV 3-100 – для вимірювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь осесиметричних компонентів діаметром від 1 до 100 мм при швидкості кругового переміщення від 0,1 до 0,5 мм/с; максимальна маса деталі – 5,5 кг.

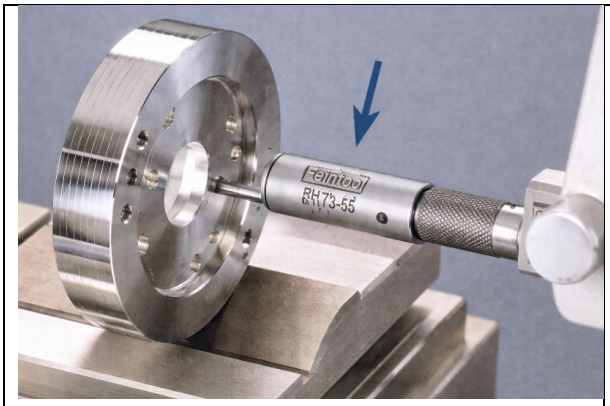


Рисунок 2.4 – Датчик підйому голки RHT 3/6.



Рисунок 2.5 – Ротаційна головка PURV 3-100.

Пристрій дозволяє реєструвати такі параметри шорсткості: R_u, R_{max}, R_a (CLA, AA), Ræ (RMS) та R_p.

2.10. Методика вимірювання шорсткості

Вимірювання шорсткості виконувалися двома способами: круговим та лінійним. Після закріплення деталі у пристрої (рис. 2.6) механічний щуп, ковзаючи по поверхні, фіксує її коливання. Записаний профіль

відображається у вигляді синусоїди, що переноситься на реєстраційний папір. Вимірювання виконувалися у компанії DANFOSS COMPRESSORS d.o.o. з м. Чрнімаль, відділ Точна вимірювальна лабораторія.

Деталі, вбудовані в насос та в тримачі форсунок, були відповідно пронумеровані – від 1 до 6:

– деталі з номерами від 1 до 3 зазнавали впливу суміші 85% біодизельного палива + 15% біоетанолу (B85E15);

– деталі з номерами від 4 до 6 зазнавали впливу суміші 85% дизельного палива + 15% біоетанолу (D85E15).

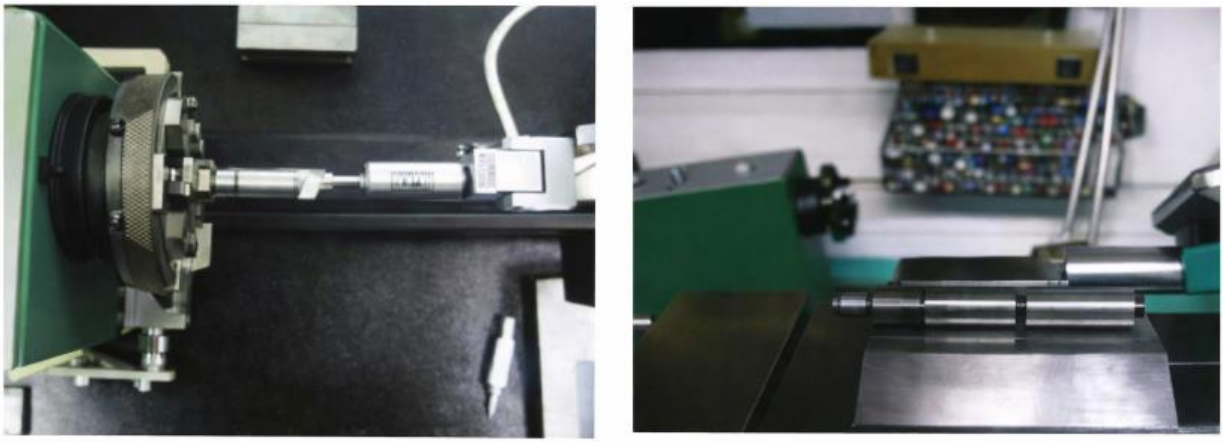


Рис. 2.6. Вимірювання шорсткості.

2.11. Пристрій для синхронного випробування двох різних видів палива. Конструкція насоса Bosch

Для досліджень використовувався насос BOSCH, тип PES 6A 95D 410 LS 2542. Він оснащений шістьма форсунками BOSCH типу DLL 25S 834. Насос адаптовано таким чином, що між відсіками встановлено заглушку, яка унеможливлює змішування палива, що дозволяє подавати два різних види палива одним насосом при однакових умовах (Таблиця 2.1.).

Таблиця 2.1. Основні дані та характеристики насоса.

Характеристика	Значення
Тип впорскування	Пряме впорскування
Тип насоса	Bosch PES 6A 95D 410 LS 2542
Плунжер насоса (діам. × хід)	9,5 мм × 8 мм
Довжина трубопроводу × діаметр	1024 мм × 1,8 мм
Форсунка (кількість × діаметр отвору)	1 × 0,68 мм
Максимальний підйом голки	0,3 мм
Тиск відкривання голки	175 бар

2.12. Привідний пристрій

Виготовлений пристрій (рис. 2.7 і 2.8) слугує для приводу насоса Bosch за допомогою електродвигуна. Насос і електродвигун E1 (номінальна потужність 7,5 кВт) з'єднані паралельно через пасову передачу. Частота обертання E1 складає 2800 об/хв, що через пасовий привід забезпечує постійну частоту обертання насоса 750 об/хв.

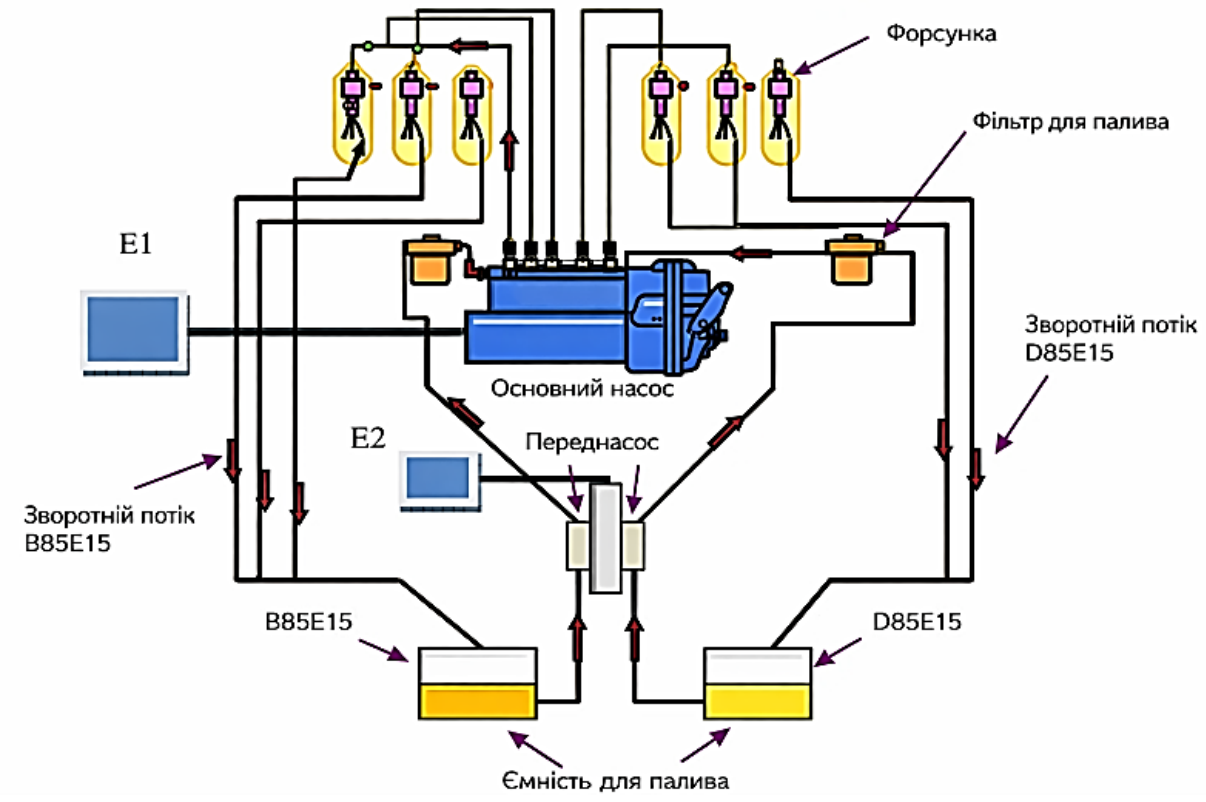


Рисунок 2.7 – Схематичне зображення самої установки.

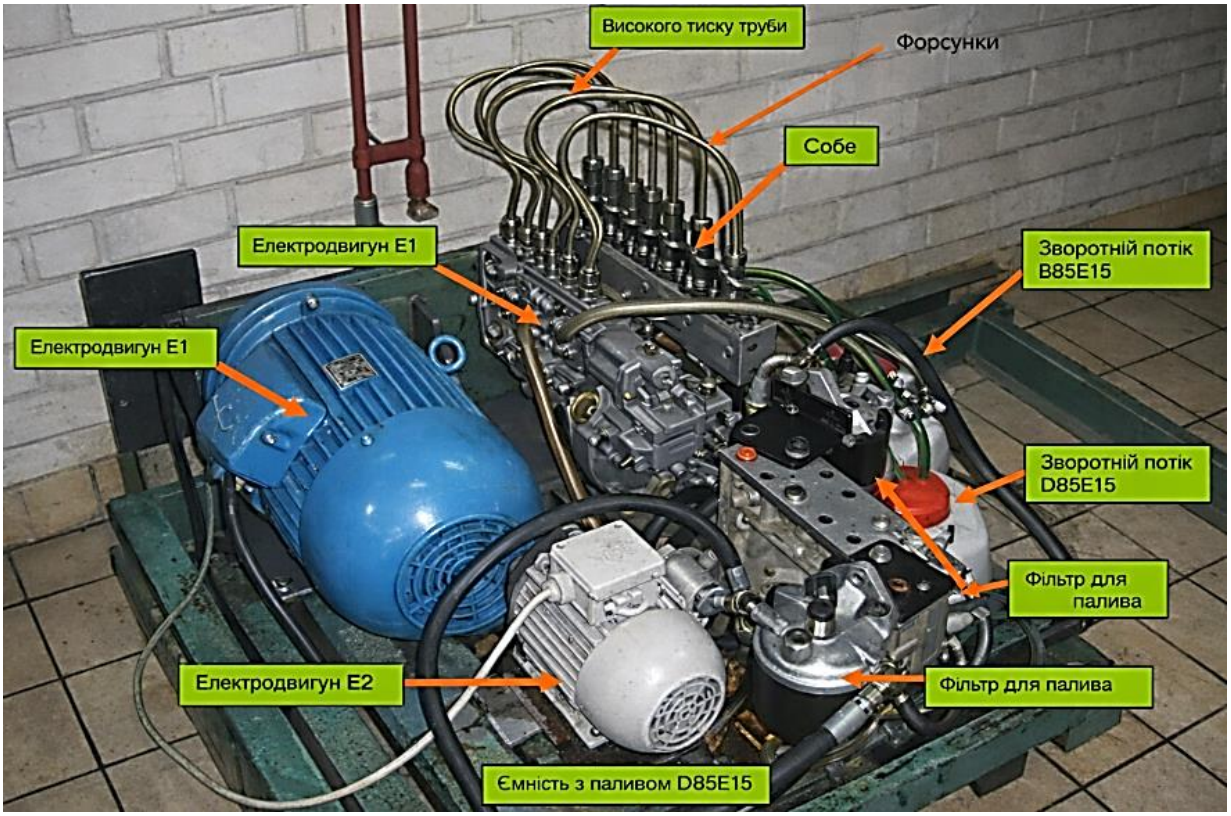


Рисунок 2.8 – Зображення самої установки.

Насос Bosch розділений у низькотисковій галереї на два відсіки: для суміші B85E15 та для суміші D85E15. Паливо для кожного відсіку подається двома передніми насосами, що забезпечують тиск 1 бар і перекачують паливо з 20-літрових бочок. Привід передніх насосів забезпечується електродвигуном Е2 (0,25 кВт, 1320 об/хв). Таким чином, утворюються два замкнені контури циркуляції – по одному для кожного виду палива.

2.13. Методика проведення випробувань

Перед початком випробувань впливу палив B85E15 і D85E15 необхідно було:

– відкалібрувати насос Bosch;

– виміряти витратні числа всіх 6 форсунок;

– виміряти шорсткість поверхні всіх 6 деталей насоса.

Пристрій працював 500 годин з обома паливами (B85E15 і D85E15), після чого процедури вимірювання витратного числа та шорсткості поверхні були повторені для кожної деталі окремо.

2.14. Результати вимірювань. Результати вимірювань витратного числа.

Із виміряних величин (об’єму, перепаду тиску та температури) при п’ятикратному повторенні вимірювань для кожного підйому голки та решти вхідних даних (невизначеність, атмосферний тиск, розміри форсунки тощо) з використанням програми MS Excel розраховувалися значення витратних чисел з урахуванням похибки вимірювання.

Стан «до випробування» відображає вимірювання витратного числа до використання форсунок у пристрої синхронного тестування. Стан «після випробування» – виміряні значення після 500 годин тестування палив B85E15 і D85E15. Результати представлені на рис. 2.9- 2.14 для кожної з шести форсунок, а зведені графіки для всіх шести форсунок – на рис. 7.7 (до) і рис. 7.8 (після).

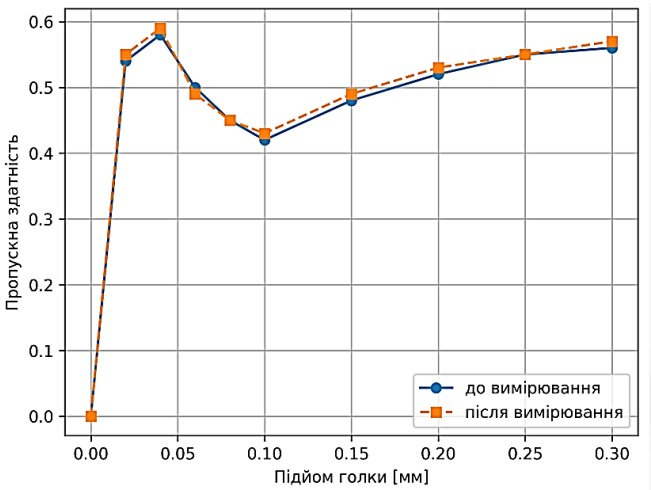


Рисунок 2.9 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 1.

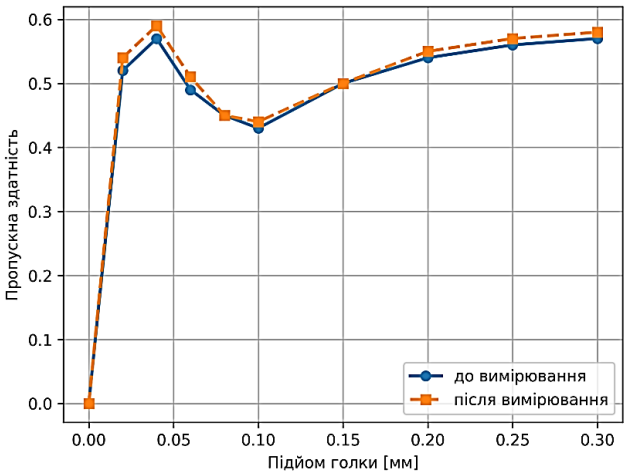


Рисунок 2.10 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 2.

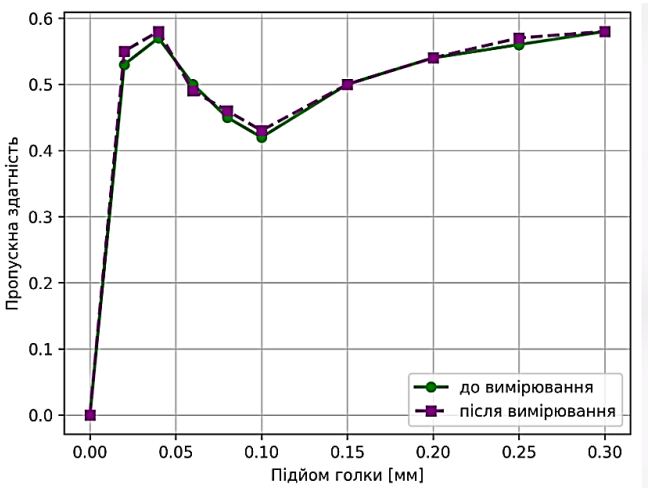


Рисунок 2.11 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 3.

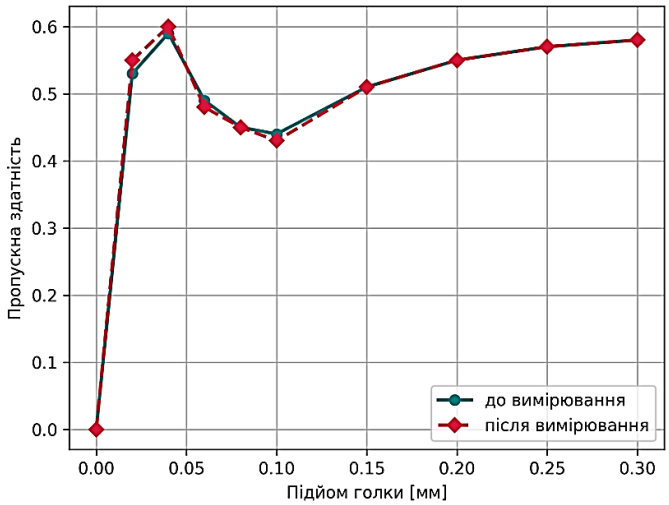


Рисунок 2.12 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 4.

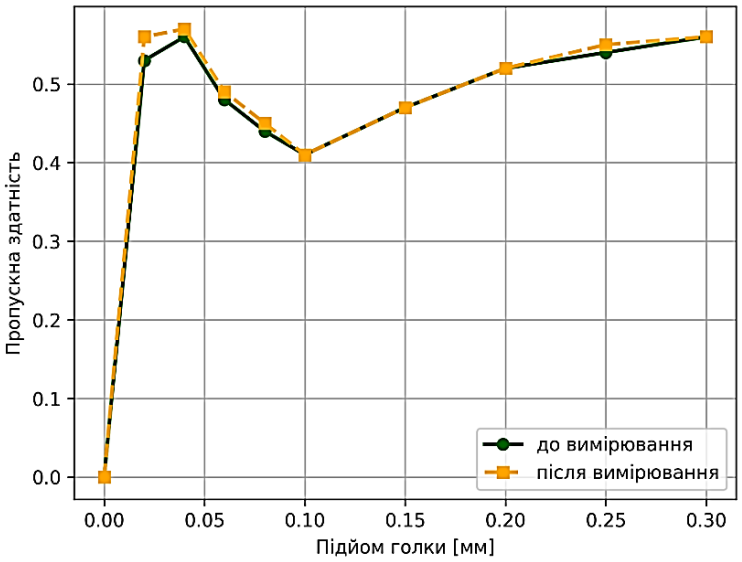


Рисунок 2.13 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 5.

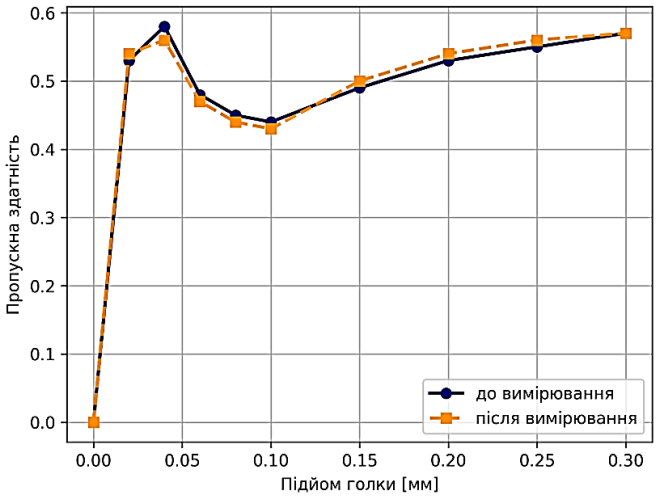


Рисунок 2.14 – Виміряні значення пропускної здатності для форсунки 6.

На рисунках 2.9-2.14 видно незначні зміни витратного числа в діапазоні малих підйомів голки; в інших областях результати є дуже подібними, а в деяких випадках – майже ідентичними. На рис. 2.9, 2.10 і 2.13 витратні числа в зоні малих підйомів голки дещо вищі після 500 годин роботи, тоді як на рис. 2.11 і 2.14 – навпаки, дещо вищі до випробування. Відмінності між окремими форсунками (рис. 2.15) є також наслідком їх індивідуальних допусків виготовлення.

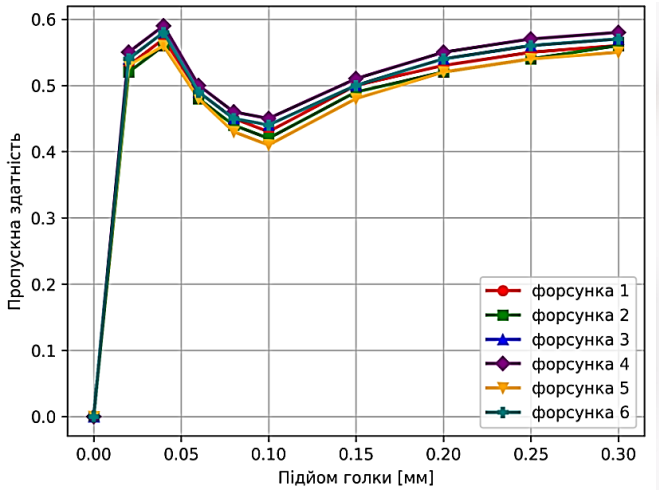


Рисунок 2.15 – Виміряні значення пропускної здатності для всіх шести форсунок разом (стан “до вимірювання”).

З цих результатів можна зробити висновок, що вид палива суттєво не впливає на знос деталей форсунки – спостережувані відмінності зумовлені похибкою вимірювання, оскільки забезпечити абсолютно однакові умови вимірювання витратного числа неможливо.

2.15. Результати вимірювань шорсткості поверхні

Вимірювання проводилися у два етапи: перший – перед початком тестування палив D85E15 і B85E15, другий – після 500 годин роботи пристрою з досліджуваними паливами. Результати представлені для елементів №3 і №4 (плунжери та голки форсунок відповідних насосів). Порівняння здійснювалося за такими станами шорсткості:

– стан нових елементів (нові плунжери насоса, нові голки форсунок), позначення «новий елемент»;

– стан після 250 годин випробування: елемент 3 – чисте біодизельне паливо (B100), елемент 4 – чисте дизельне паливо (D2);

– стан після 500 годин випробування: елемент 3 – суміш B85E15, елемент 4 – суміш D85E15.

Плунжер насоса (лінійне вимірювання) (таблиця 2.2.).

Для елемента 3 (таблиця 2.2) параметри шорсткості зросли порівняно з новим елементом: при B100 – R_a на 24%, R_u на 16%, R_{max} на 19%; при B85E15 – R_a на 46%, R_u на 33%, R_{max} на 35%. Для елемента 4 (рис. 2.16) R_a збільшився на 12% (D2) та на 2% (D85E15), тоді як R_u і R_{max} зменшилися – відповідно на 28 і 10%, а також на 30 і 27%.

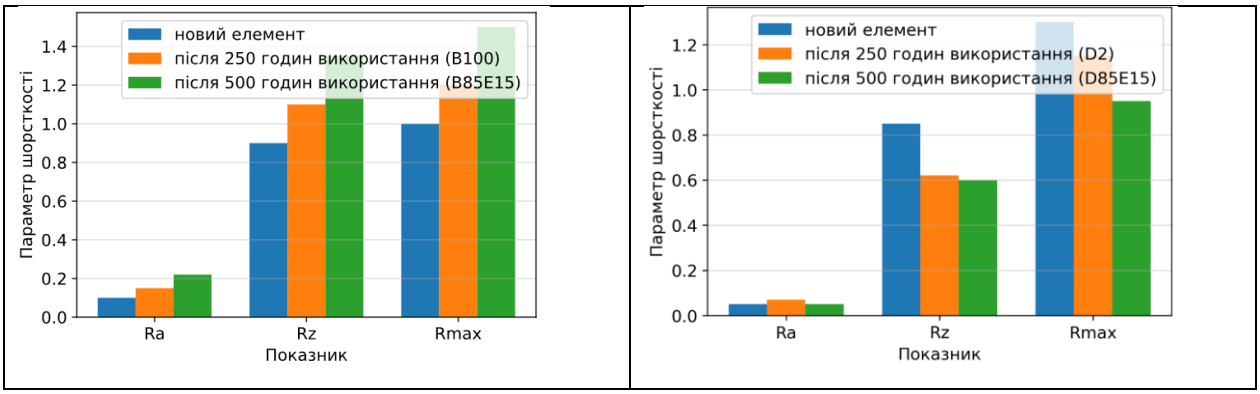


Рисунок 2.16 – Виміряні значення пропускної здатності для всіх шести форсунок разом (стан «після вимірювання»).

Таблиця 2.2. Зміна параметрів шорсткості плунжера насоса при лінійному вимірюванні

Параметр	Елемент 3 (B100) %	Елемент 3 (B85E15) %	Елемент 4 (D2) %	Елемент 4 (D85E15) %
Ra	+24	+46	+12	+2
Rz	+16	+33	-28	-30
Rmax	+19	+35	-10	-27

Плунжер насоса (кругове вимірювання):

При круговому вимірюванні (рис. 2.17-2.18) значення параметрів знизилися для обох елементів – 3 і 4 – порівняно з новим елементом. Для елемента 3: R_a знизився на 26% (B100) і 42% (B85E15); R_u – на 24% і 49%; R_{max} – на 55% і 74%. Більші зміни зафіксовано при використанні палива B85E15. Значення для D2 і D85E15 при елементі 4 практично однакові.

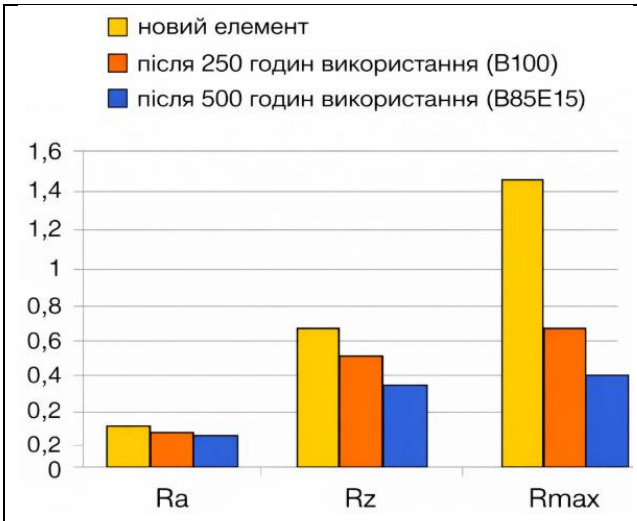


Рисунок 2.17 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3.

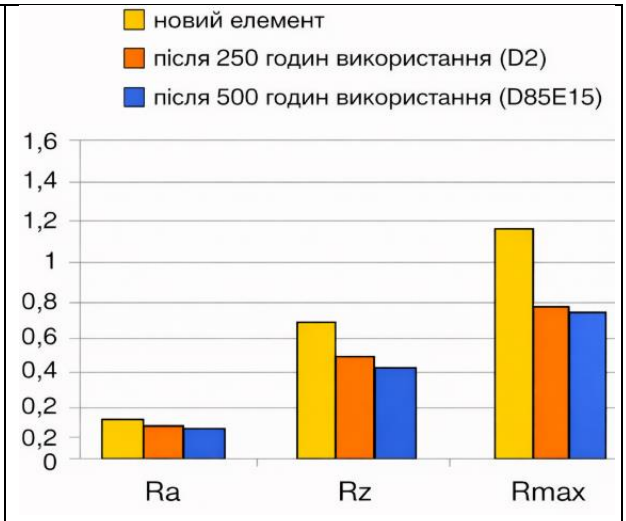


Рисунок 2.18 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

Гільза плунжера насоса:

При лінійному вимірюванні (рис. 2.19) для елемента 3 зміни мінімальні: R_a знизився на 2–6%, R_u на 3–11%, R_{max} на 4–7%. Для елемента 4 зміни більш суттєві: R_a знизився на 13% (D2) та 30% (D85E15), R_u на 23% та 43%, R_{max} на 21% та 56% (рис. 2.20).

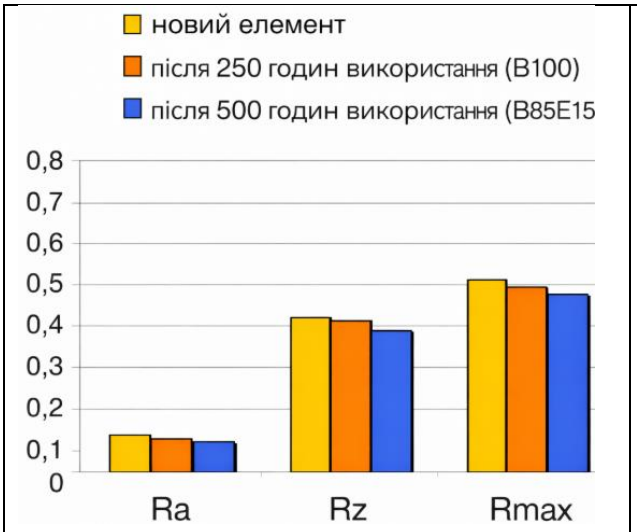


Рисунок 2.19 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3

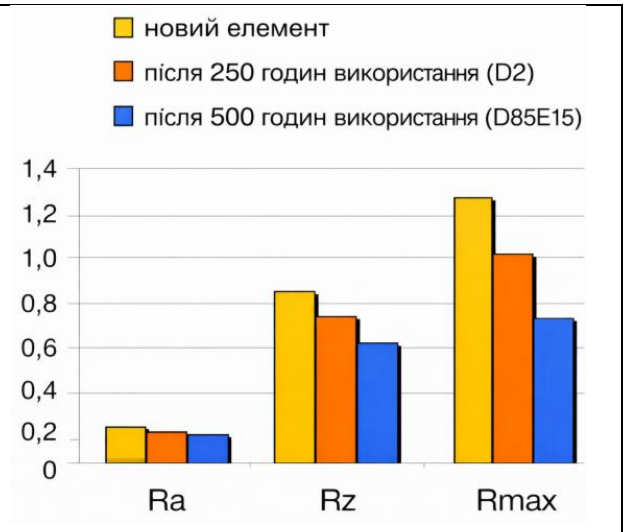


Рисунок 2.20 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

При круговому вимірюванні (рис. 2.21 і 2.22) для обох елементів зафіксовано зменшення параметрів шорсткості порівняно з новими деталями.

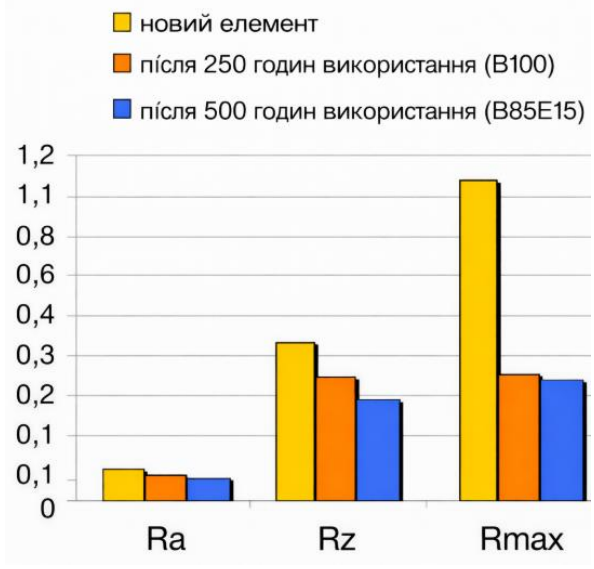


Рисунок 2.21 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3.

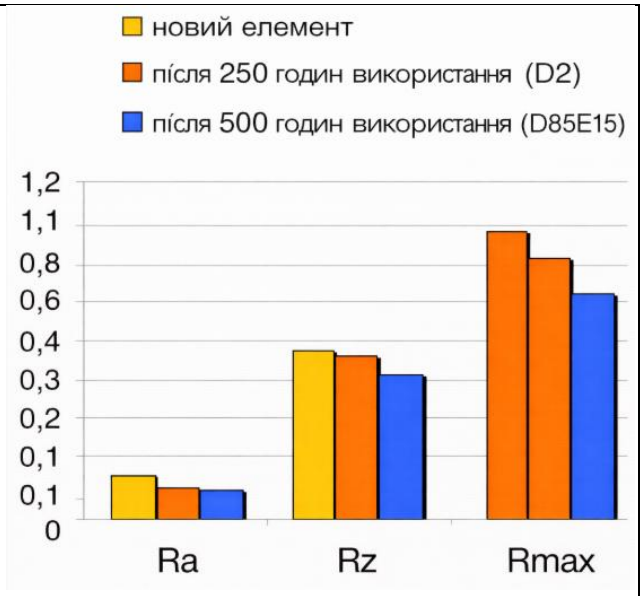


Рисунок 2.22 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

Голка форсунки (лінійне вимірювання):

При лінійному вимірюванні (рис. 2.23 і 2.24) для елемента 4 всі значення знизилися порівняно з новим елементом, причому значення після 250 та 500 годин роботи є дуже близькими. Це свідчить про те, що палива D2 і D85E15 суттєво не впливають на шорсткість голки форсунки при лінійному вимірюванні.

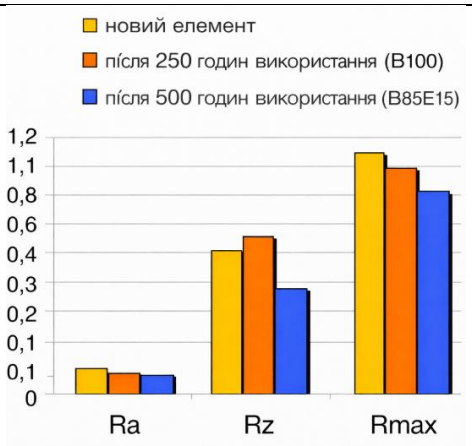


Рисунок 2.23 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3

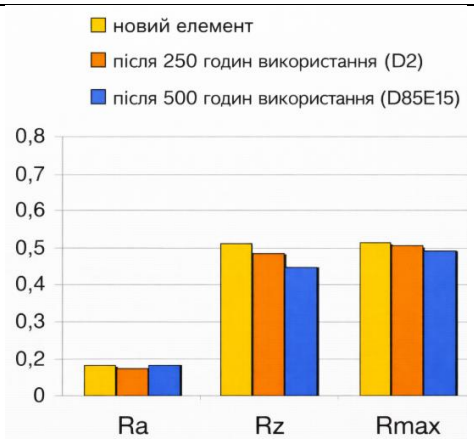


Рисунок 2.24 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

Голка форсунки (кругове вимірювання):

При круговому вимірюванні (рис. 2.25 і 2.26) для елемента 3 після 250 годин роботи (B100) значення знизилися, тоді як після 500 годин (B85E15) – зросли порівняно з новим елементом. Це може бути наслідком впливу біоетанолу або більшої тривалості випробування. Для елемента 4 значення знизилися при обох видах палива.

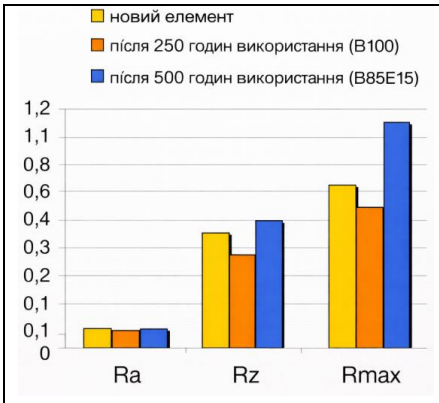


Рисунок 2.25 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3

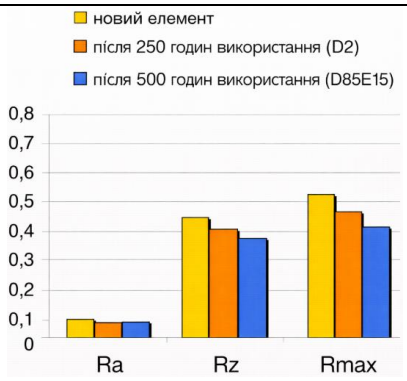


Рисунок 2.26– Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4

Гільза голки форсунки:

При лінійному вимірюванні (рис. 2.27) для елемента 3 після 500 годин роботи (B85E15) значно зросли R_a, R_u і R_{max} порівняно зі станом після 250 годин (B100), що може бути наслідком впливу біоетанолу. Для елемента 4 (рис. 2.28) значення є відносно стабільними.

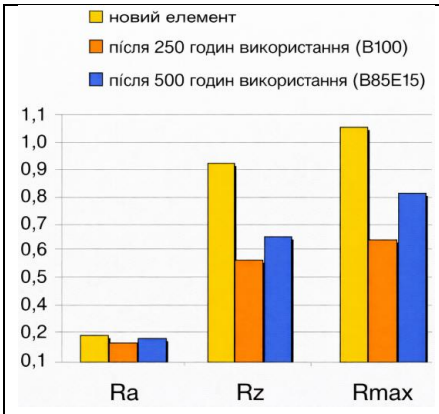


Рисунок 2.27 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3.

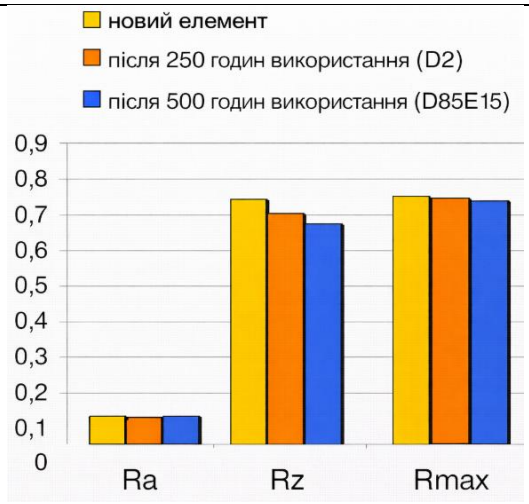


Рисунок 2.28 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

При круговому вимірюванні (рис. 2.29 і 2.30) для обох елементів значення параметрів шорсткості близькі до значень нового елемента.

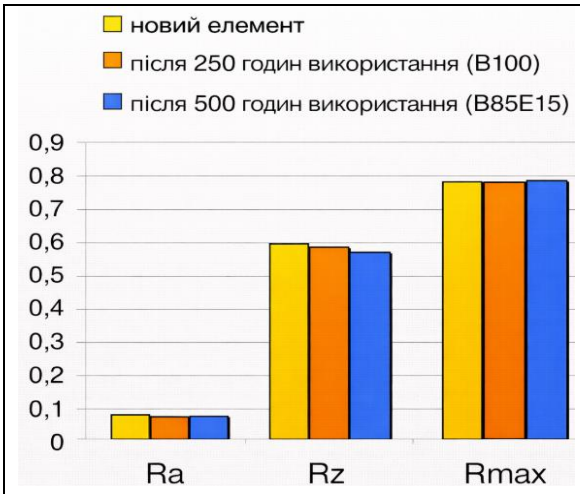


Рисунок 2.29 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 3.

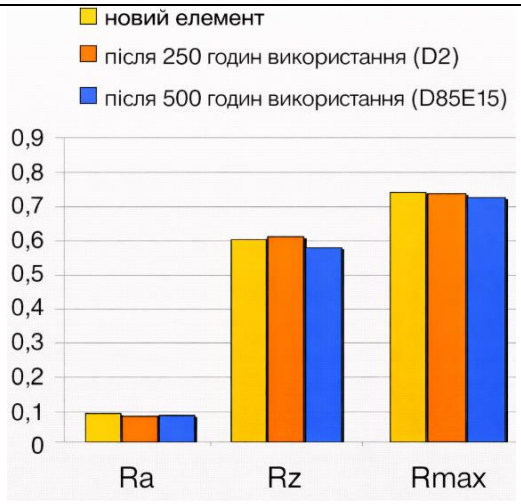


Рисунок 2.30 – Параметри Ra, Rz і Rmax для елемента 4.

43. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Загальні вимоги безпеки при роботі з паливними системами

Під час проведення випробувань паливних систем та роботи з альтернативними видами палива (біодизель B100, суміші B85E15 і D85E15) необхідно суворо дотримуватися вимог охорони праці та промислової безпеки відповідно до чинного законодавства. Дослідницька установка включає обладнання, що працює під високим тиском (до 135 бар), а також містить горючі рідини, що вимагає виконання відповідних заходів безпеки.

3.2. Вимоги безпеки при роботі з горючими рідинами

Дизельне паливо, біодизель та біоетанол є легкозаймистими речовинами. Під час роботи з ними необхідно:

– виключити наявність відкритих джерел вогню або іскрових джерел у зоні проведення експерименту;

– забезпечити наявність відповідних засобів пожежогасіння (вогнегасники CO_2 або порошкові);

– усі електричні кабелі та з’єднання повинні бути виконані у вибухозахищеному виконанні;

– приміщення повинно бути обладнане ефективною вентиляцією для запобігання накопиченню пари палива;

– зберігання палив здійснюється виключно в спеціально призначених, герметичних ємностях обсягом 20 л з відповідним маркуванням;

– при розливі палива необхідно негайно прибрати рідину та утилізувати використаний матеріал відповідно до норм поводження з відходами.

3.3. Вимоги безпеки при роботі з обладнанням високого тиску

Пристрій для синхронного тестування палива містить систему насос–трубопровід, що працює під тиском до 135 бар. При роботі з таким обладнанням необхідно:

– перед запуском пристрою перевірити цілісність та стан усіх трубопроводів, з’єднань і клапанів;

– встановлювати захисні огородження навколо насосів та з’єднань трубопроводів;

– не перевищувати встановлених значень тиску в системі: перед форсункою – 100 бар, в системі основного насоса – 135 бар;

– використовувати лише трубопроводи та фітинги, сертифіковані для роботи при відповідних тисках;

– будь-яке технічне обслуговування та регулювання виконувати тільки після повного знижування тиску в системі.

3.4. Засоби індивідуального захисту

При роботі зі стендом для випробування паливних систем та при проведенні вимірювань шорсткості необхідно використовувати такі засоби індивідуального захисту (ЗІЗ):

– захисні окуляри або обличчя щиток – обов’язково при роботі з обладнанням під тиском та при контакті з паливами;

– хімічно стійкі рукавички (нітрилові або неопренові) – при роботі з паливами та мастильними матеріалами;

– захисний спецодяг і захисне взуття – для запобігання попаданню палива на шкіру;

– засоби захисту органів слуху – при роботі поблизу електродвигунів і насосів у зв’язку з шумом понад 85 дБ.

3.5. Вимоги безпеки при роботі з вимірювальним обладнанням

Вимірювальне обладнання для визначення шорсткості поверхні (пристрій PERTHEN, рис. 2.4-2.5) включає обертові механізми та прецизійні щупи. Під час роботи з ним необхідно:

– перед закріпленням деталі переконатися у зупинці обертової головки;

– не торкатися обертових елементів вимірювальної головки під час вимірювання;

– дотримуватися максимально допустимої маси деталі (5,5 кг для головки PURV 3-100);

– деталі, що пройшли обкатку в паливній системі, перед вимірюванням ретельно очищати від залишків палива.

3.6. Охорона довкілля

Проведення дослідів потребує дотримання вимог екологічної безпеки:

– відпрацьовані паливні суміші та використані рідини підлягають збиранню та утилізації згідно з нормами поводження з відходами;

– забороняється злив будь-яких паливних рідин в каналізацію або на відкритий ґрунт;

– утилізація відпрацьованих матеріалів здійснюється через ліцензованих суб’єктів з поводження з небезпечними відходами;

– біодизельне паливо є біологічно розкладним, проте при розливі повинно бути своєчасно зібране для запобігання локальному забрудненню.

4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1. Аналіз результатів вимірювань витратного числа

Результати вимірювань витратного числа для шести форсунок (рис. 2.9-2.14) свідчать про незначні зміни значень переважно в діапазоні малих підйомів голки (0,02–0,04 мм). Саме в цій зоні похибки вимірювань найбільш виражені, оскільки контроль підйому голки здійснювався мікрометром, що не дозволяє гарантувати абсолютну точність позиціонування.

У діапазоні більших підйомів голки результати до та після випробування є дуже близькими або ідентичними. Таким чином, суттєвих змін витратного числа форсунок під впливом досліджуваних видів палива (B85E15 і D85E15) виявлено не було. Спостережувані відхилення обумовлені систематичною похибкою методики вимірювання, а не зносом деталей форсунки.

4.2. Аналіз результатів вимірювань шорсткості. Плунжер насоса

Результати вимірювань шорсткості плунжера насоса в лінійному та круговому напрямках свідчать про те, що обидва досліджувані палива – як B85E15, так і D85E15 – впливають на зміну параметрів шорсткості плунжера. При лінійному вимірюванні для елемента 3 (B100 і B85E15) зафіксовано збільшення всіх параметрів шорсткості порівняно з новим елементом, тоді як для елемента 4 (D2 і D85E15) характер змін є зворотним – параметри R_u і R_{max} знизилися.

При круговому вимірюванні спостерігалося суттєве зменшення параметрів шорсткості для обох елементів порівняно з новими. Більш значні зміни зафіксовано для елемента 3, що зазнавав впливу B100 і B85E15. Ці результати дозволяють зробити висновок, що біодизельне паливо та його суміші з біоетанолом мають більший вплив на шорсткість плунжера при круговому вимірюванні, ніж нафтові аналоги.

4.2.2. Гільза плунжера насоса

Аналіз результатів вимірювань шорсткості гільзи плунжера показав, що палива B100 і B85E15 практично не впливають на шорсткість гільзи плунжера – зміни параметрів при лінійному вимірюванні для елемента 3 є мінімальними (зниження R_a на 2–6%). Водночас для елемента 4 (палива D2 і D85E15) зафіксовано більш суттєве зниження параметрів шорсткості: R_a знизився на 13–30%, R_u – на 23–43%, R_{max} – на 21–56%.

Таким чином, нафтові палива та їх суміші з біоетанолом мають помітний вплив на шорсткість гільзи плунжера, тоді як біодизель та його суміші – незначний.

4.2.3. Голка форсунки

Результати вимірювань шорсткості голки форсунки вказують на те, що палива D2 і D85E15 не чинять суттєвого впливу на шорсткість голки форсунки – значення після 250 і 500 годин роботи є дуже близькими між собою. Натомість при круговому вимірюванні для елемента 3 (B100, B85E15) виявлено значне зростання параметрів шорсткості після 500 годин роботи з B85E15 порівняно зі станом після 250 годин роботи з B100. Це підтверджує, що суміші біодизелю з біоетанолом здійснюють більший вплив на стан поверхні голки форсунки.

4.2.4. Гільза голки форсунки

Результати вимірювань шорсткості гільзи голки форсунки показали, що палива D2 і D85E15 суттєво не впливають на цей параметр. При лінійних вимірюваннях для елемента 3 після 500 годин роботи (B85E15) зафіксовано значне зростання параметрів шорсткості порівняно зі станом після 250 годин роботи (B100), що може бути пов’язано з впливом частки біоетанолу в паливі або більшою тривалістю роботи.

4.3. Загальна оцінка впливу видів палива

Узагальнення результатів усіх вимірювань шорсткості підтверджує, що:

– Вид застосованого палива в тій чи іншій мірі впливає на стан поверхонь деталей системи впорскування.

– Найбільший вплив на стан поверхонь виявляють суміші, що містять біоетанол (B85E15 і D85E15), порівняно з чистими паливами B100 і D2.

– Паливо B85E15 (біодизель + біоетанол) виявляє більший вплив на зміну параметрів шорсткості бата насоса та голки форсунки, ніж D85E15.

– Витратне число форсунок суттєво не змінилося під впливом досліджуваних палив – спостережувані відхилення обумовлені похибкою вимірювання.

Для підтвердження ролі біоетанолу як окремого чинника впливу необхідне проведення додаткових досліджень – зокрема, після 1000 годин роботи, з більш високою часткою біоетанолу в паливній суміші, а також із застосуванням методів трибологічного аналізу та мікроскопічного дослідження поверхонь.

ВИСНОВКИ

У даній дипломній роботі вивчено вплив двох паливних сумішей – 85% дизельного палива та 15% біоетанолу (D85E15), а також 85% біодизельного палива та 15% біоетанолу (B85E15) – на стан деталей системи впорскування палива дизельного двигуна після 500 годин роботи. На підставі виконаних досліджень сформульовано такі висновки:

– Для забезпечення коректного порівняння впливу видів палива за допомогою спеціально виготовленого пристрою були дотримані однакові умови випробування: постійна частота обертання 750 об/хв, однакова кількість робочих годин (500 год) та однаковий тиск попередніх насосів.

– Результати вимірювань витратного числа форсунок не виявили суттєвих змін, спричинених видом палива. Виявлені відхилення значень у зоні малих підйомів голки (0,02–0,04 мм) обумовлені похибкою вимірювання, а не зносом деталей форсунки.

– Результати вимірювань шорсткості підтвердили, що вид застосованого палива в тій чи іншій мірі впливає на зміну параметрів шорсткості деталей вбудованих у систему впорскування. Найбільш помітні зміни зафіксовано для суміші B85E15.

– Плунжер насоса: обидва палива (B85E15 і D85E15) впливають на зміну шорсткості. При лінійному вимірюванні для елемента 3 (B100/B85E15) зафіксовано зростання R_a до 46%, тоді як для елемента 4 (D2/D85E15) характер змін є зворотним.

– Гільза плунжера насоса: палива B100 і B85E15 практично не впливають на шорсткість гільзи, тоді як D2 і D85E15 спричиняють помітне її зниження (R_a на 13–30%).

– Голка форсунки: D2 і D85E15 суттєво не впливають на шорсткість голки; натомість B100 і B85E15 спричиняють помітні зміни, особливо при круговому вимірюванні.

– Гільза голки форсунки: D2 і D85E15 практично не впливають на шорсткість гільзи голки. Палива B100 і B85E15 при лінійному вимірюванні спричиняють суттєві зміни параметрів шорсткості.

– В окремих випадках значення параметрів шорсткості після 500 годин роботи з B85E15 і D85E15 збільшилися або зменшилися порівняно зі станом після 250 годин роботи з B100 і D2. Причиною цих змін може бути частка біоетанолу в паливі; дана гіпотеза потребує підтвердження в ході подальших досліджень.

Рекомендації для подальших досліджень:

– провести вимірювання після 1000 годин роботи пристрою з усіма видами палива (B100, B85E15, D2, D85E15) для підтвердження або спростування висновків щодо впливу біоетанолу;

– дослідити вплив більш високої частки біоетанолу в паливній суміші для прискорення процесу аналізу;

– провести додаткові трибологічні дослідження та мікроскопічний аналіз поверхонь;

– виконати вимірювання шорсткості деталей системи впорскування після роботи на реальному двигуні в строго визначених режимах навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бойко В. С. Паливні системи дизельних двигунів : навч. посіб. – Київ : Вища школа, 2010. – 232 с.

2. Бурлака В. В., Мельник О. М. Біопаливо та альтернативні джерела енергії : навч. посіб. – Київ : НАУ, 2014. – 324 с.

3. Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни : підручник. – Київ : Арістей, 2011. – 480 с.

4. ДСТУ EN 14214:2014. Палива для автомобільного транспорту. Метилові ефіри жирних кислот (FAME) для дизельних двигунів. Вимоги та методи випробування. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 36 с.

5. ДСТУ EN 590:2017. Палива для автомобільного транспорту. Дизельне паливо. Технічні вимоги та методи випробування. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 40 с.

6. Іванченко О. В., Савченко В. П. Трибологія та знос машин : навч. посіб. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 292 с.

7. Кузнєцов Ю. М. Основи трибології : підручник. – Київ : Вища школа, 2008. – 296 с.

8. Литвиненко В. М. Двигуни внутрішнього згоряння : підручник. – Київ : Либідь, 2005. – 368 с.

9. Михайловський В. В., Ковальчук В. І. Альтернативні палива для двигунів внутрішнього згоряння : монографія. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2013. – 312 с.

10. Павлиський В. І. Паливні системи дизельних двигунів : навч. посіб. – Львів : Афіша, 2009. – 214 с.

11. Bosch. Diesel Fuel Injection. – Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 2005. – 504 p.

12. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. – New York : McGraw-Hill, 1988. – 930 p.

13. Knothe G., Van Gerpen J., Krahl J. The Biodiesel Handbook. – Champaign : AOCS Press, 2010. – 494 p.

14. Lefebvre A. H., Ballal D. R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. – Boca Raton : CRC Press, 2010. – 537 p.

15. Van Basshuysen R., Schäfer F. Internal Combustion Engine Handbook. – Warrendale : SAE International, 2004. – 1136 p.