

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Допущений до захисту:
завідувач кафедри
к.т.н. професор Бандура В. М.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)

«__» _____ 2019 р.

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНОГО
НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛЬНИХ
ДВИГУНІВ**

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістра»
за спеціальністю 208 – «Агроінженерія»

Виконав студент групи 61-АІ(з)
Пекарський Олександр Вікторович

Керівник: к.т.н., ст. викладач
Рябошапка Вадим Борисович

Вінниця - 2019

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра
агроінженерії та технічного сервісу

Інженерно-технологічний
факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

зав. кафедри АІ та ТС

к.т.н., проф. _____ В. М. Бандура
“ _____ ” _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

студенту _____ Пекарському Олександровичу

на тему

«Підвищення довговічності плунжерних пар паливного насосу високого тиску тракторних дизельних двигунів»

затверджену Наказом від _____ 13 травня 2019 року

№ _____ 101м

Вихідні дані для підготовки роботи:

1. Методичні вказівки з виконання магістерської роботи.
2. План-проспект магістерської роботи.
3. Підручники і навчально-методичні посібники, статистичні дані.
4. Наукові видання (монографії, книги, збірники, журнали, методики, матеріали ЦНТІ).
5. Методика економічної оцінки результатів досліджень.
6. Дані власних досліджень, одержаних в попередній період.

Календарний план виконання магістерської роботи

Структура роботи		Обсяг стор.	Термін підготовки	Підпис керівника
Анотація		2	листопад 2019 року	
Вступ		2	листопад 2019 року	
Розділ 1	Стан питання і завдання дослідження	15-20	квітень 2018 року - липень 2019 року	
Розділ 2	Теоритичні основи дослідження механізму зношування плунжерної пари в середовищі біодизельного палива	15-20	квітень 2018 року - липень 2019 року	
Розділ 3	Методика експериментальних досліджень	15-20	липень 2018 року	
Розділ 4	Результати експериментальних досліджень	15-20	серпень - вересень 2019 року	
Розділ 5	Оцінка економічної ефективності використання біодизельного палива	15-20	жовтень 2019 року	
Висновки		1-2	листопад 2019 року	
Список використаної літератури		6-9	квітень 2018 року - листопад 2019 року	

Керівник магістерської роботи _____ Рябошапка В. Б.

Завдання до виконання прийняв _____ Пекарський О. В.

Дата отримання завдання “ _____ ” _____ 2019 р.
(підпис)

ЗМІСТ

Анотація.....	6
Annotation.....	7
ВСТУП.....	
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1. Умови роботи і основні види зношування прецизійних деталей паливного насоса високого тиску	10
1.2. Використання біодизельного палива	20
2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗНОШУВАННЯ ПЛУНЖЕРНОЇ ПАРИ В СЕРЕДОВИЩІ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА	32
2.1. Тертя в присутності поверхнево-активних речовин	32
2.2. Моделювання процесу зношування плунжерній пари в середовищі біодизельного палива	37
2.3 Закономірність зношення деталей плунжерної пари	39
2.4 Розрахунковий ресурс плунжерної пари	48
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	50
3.1. Визначення кінематичної в'язкості і густини палива	51
3.2. Визначення коефіцієнта тертя досліджуваних зразків палива ...	55
3.3. Визначення величини витоків палива через зазор в спряженні плунжер-втулка.....	57
3.4. Прискорені випробування на зношування	59
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	67
4.1. Результати визначення кінематичної в'язкості і густини зразків палива	67
4.2. Результати визначення коефіцієнта тертя досліджуваних зразків, в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші	72
4.3. Результати визначення величини витоків палива в сполученні плунжер-втулка	75

4.4. Результати прискорених випробувань ТНВД марки УТН-5 на зношення	76
5. ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ БЮДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА	84
ВИСНОВКИ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	89
ДОДАТКИ.....	105

Анотація

Збільшення ресурсу вузлів і агрегатів будь-якої техніки в усі часи було першочерговим завданням, рішення якої дозволяло не тільки збільшити ресурс експлуатованої техніки, але і не понести витрат, пов'язаних з її ремонтом і простоєм.

Актуальність роботи полягає в тому, що велика частина техніки, яка використовується для виробництва сільськогосподарської продукції, оснащена дизельними двигунами, паливна система яких є найбільш складним, дорогим і відповідальним агрегатом [1, 2, 3, 4]. Від надійності роботи паливної апаратури багато в чому залежать показники потужності, економічні та екологічні параметри роботи техніки, оснащеної дизельними двигунами [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Аналіз відмов тракторних двигунів показує, що 30-50% всіх відмов припадає на паливну апаратуру [4, 9, 10, 11, 12]. Це викликано низькою надійністю паливної апаратури дизельних двигунів в умовах експлуатації. Так, ресурс нових прецизійних деталей становить: у плунжерних пар - 700-3000 ч; нагнітальних клапанів - 1400-2000 ч; розпилювачів форсунок - 800-1600 ч. [11, 13, 14]. У зв'язку з цим заводами-виробниками ставляться завдання підвищення надійності паливної апаратури тракторних і комбайнових двигунів до 10-12 тис. Год, а також зниження витрат праці на технічне обслуговування шляхом збільшення межрегуліровочних термінів роботи насоса до 3000 год, форсунок - до 2000 год [15].

Ключові слова: дизель, паливна апаратура, плунжерні пари, надійність, ресурс, біодизельне паливо.

Annotation

Increasing the life of components and assemblies of any equipment at all times was a priority task, the solution of which allowed not only to increase the life of used equipment, but also not to bear the costs associated with its repair and downtime.

The urgency of the work is that most of the equipment used for agricultural production is equipped with diesel engines, the fuel system of which is the most complex, expensive and responsible unit [1, 2, 3, 4]. The reliability of operation of the fuel equipment largely depends on the performance indicators, economic and environmental parameters of the operation of equipment equipped with diesel engines [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Analysis of tractor engine failures shows that 30-50% of all failures are fuel equipment [4, 9, 10, 11, 12]. This is due to the low reliability of the diesel engine fuel equipment under operating conditions. Thus, the resource of new precision parts is: for plunger pairs - 700-3000 h; discharge valves - 1400-2000 h; nozzle sprayers - 800-1600 hours [11, 13, 14]. In this regard, manufacturers are tasked with increasing the reliability of fuel equipment of tractor and combine engines up to 10-12 thousand hours, as well as reducing the cost of maintenance work by increasing the inter-regulating life of the pump to 3000 h, nozzles - up to 2000 h [15].

Keywords: diesel, fuel equipment, plunger vapor, reliability, resource, biodiesel.

Вступ

У машинобудуванні постійно розробляються різні технологічні процеси, спрямовані на підвищення довговічності пар тертя. При цьому враховуються матеріал поверхні пар тертя, режими роботи деталей і властивості робочого середовища. Функціональне призначення деяких систем і вузлів, зокрема паливної апаратури, визначає необхідність їх експлуатації в середовищах з низькими змащувальні властивості, до них можна віднести і дизельне паливо. За кордоном існує ряд робіт, що підтверджують поліпшення здатності, що змазує низькосірчистого дизельного палива при додаванні в нього біодизель [16, 17, 18]. У зв'язку з цим, дослідження, спрямовані на підвищення довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску тракторних дизельних двигунів застосуванням біодизельного палива, мають велике науково-практичне значення і є актуальними.

Мета дослідження - підвищення довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску тракторних дизельних двигунів шляхом використання біодизельного палива.

Об'єкт дослідження - процес зношування плунжерній пари паливного насоса високого тиску при роботі на біодизельному паливі.

Предмет дослідження - закономірності процесу зношування плунжерній пари паливного насоса високого тиску при роботі на біодизельному паливі.

Робоча гіпотеза - підвищення довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску за рахунок формування на їх поверхнях захисного шару при використанні біодизельного палива.

Наукова новизна:

- обґрунтовано підвищення довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску тракторних дизельних двигунів шляхом зміни фізико-

механічних властивостей палива за рахунок додавання біодизельного палива;

- розроблена математична модель, що характеризує закономірність впливу фізико-механічних властивостей використовуваного палива, таких як коефіцієнт тертя (f) і кінематична в'язкість (ν_T), на знос плунжерній пари.

На захист виносяться:

- залежність, що характеризує закономірність процесу зносу плунжерній пари паливного насоса високого тиску від фізико-механічних властивостей використовуваних палив;

- залежності, які характеризують закономірності зміни циклової подачі палива від напрацювання і змісту біодизельного палива.

Практична значимість. Експлуатація сільськогосподарської техніки на біодизельному паливі дозволяє підвищувати довговічність плунжерних пар паливного насоса високого тиску. На підставі проведених досліджень визначені: фізико-механічні властивості палив з різним вмістом біодизельного палива, ресурс плунжерних пар паливного насоса високого тиску, техніко-економічні показники роботи дизельного двигуна і економічна ефективність при експлуатації сільськогосподарської техніки на біодизельному паливі.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень розроблені рекомендації при перекладі сільськогосподарської техніки на біодизельне паливо.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Умови роботи і основні види зношування прецизійних деталей паливного насоса високого тиску

Паливна система дизельного двигуна сучасної техніки є найбільш складним, дорогим і відповідальним його агрегатом, призначеним для виконання наступних завдань:

- надійного зберігання певного обсягу дизельного палива;
- захисту від попадання забруднень в систему з атмосфери;
- забезпечення ефективної фільтрації палива;
- безперебійної подачі палива під час роботи дизеля;
- рівномірного дозування подачі палива в кожен циліндр в залежності від завантаження двигуна;
- своєчасного впорскування палива в циліндри;
- розподілу палива в камері згоряння [1, 2, 3, 4].

В даний час заводами виробниками ставляться завдання підвищення надійності паливної апаратури (ПА) тракторних і комбайнових двигунів до 10-12 тис. год, а також зниження витрат праці на технічне обслуговування шляхом збільшення межрегуліровочних термінів роботи насоса до 3000 год, форсунок - до 2000 год [15]. Згідно ГОСТу 23.1.125-84 [19] ресурс насосів і форсунок повинен бути не менше ніж 6000 год, а розпилювачів - 3000 год. Однак, в експлуатаційних умовах, надійність паливної апаратури і її деталей залишається дуже низькою. Так, ресурс нових прецизійних деталей становить: у плунжерних пар - 700-3000 год; нагнітальних клапанів - 1400-2000 год; розпилювачів форсунок - 800-1600 год [11, 13, 14]. При цьому витрати на технічне обслуговування і ремонт ПА становить близько 30% загальних витрат на трактор. У тракторних двигунів до 27% відмов приходить на циліндропоршневу групу (ЦПГ) і кривошипно-шатунний

механізм (КШМ), від 30 до 50% приходиться на ПА, з них до 50% - на форсунки і 25-35% на плунжерні пари і нагнітальні клапана [4, 19, 10, 11, 12].

1.1.1 Фактори, що впливають на зносостійкість плунжерних пар. 3

великої кількості факторів, що впливають на зносостійкість плунжерних пар, можна виділити наступні:

- забруднення палива механічними домішками;
- обводнення палива;
- температура палива, що надходить в ПНВТ (паливний насос високого тиску);
- пружні деформації деталей.

Забруднення палива механічними домішками. Як відомо, паливо забруднюється на всіх етапах свого життєвого циклу, починаючи від виробництва на нафтопереробних заводах, при транспортуванні на нафтосклади господарств, під час зберігання, заправки і використанні [20, 21, 22, 23, 24, 25, 26].

При транспортуванні дизельного палива по шляху його проходження до місця зберігання кількість механічних домішок в ньому зростає від 0,0005 до 0,0630%, тобто більш ніж в 100 разів. При цьому в дизельному паливі міститься велика кількість абразивних частинок великих розмірів [9, 27, 28].

При роботі дизеля при запиленості повітря 1-2,5 г/м³ вміст забруднюючих домішок в паливі до моменту його вироблення в 2-3 рази більше, ніж в момент заправки. В окремих випадках на 1 л палива, злитого з паливного бака, який пропрацював в особливо запилених умовах, виявлено понад 2,5 г забруднюючих домішок [28, 29]. Кількість забруднюючих домішок в паливних баках автомобілів і тракторів перебувати в прямій залежності від запиленості району і пори року експлуатації і досягає 200-300 г на 1 т палива [9].

Трактори виконують різні сільськогосподарські роботи, при яких

запиленість повітря перебувати в широких межах. При оранці вона становить 0,05-1,1 г/м³, посіві 0,8-2,5 г/м³, культивуванні 0,9-1,2 г/м³, боронуванні 0,125-1,03 г/м³, транспортних роботах до 2,1 г/м³, вирівнюванні земель до 3,1 г/м³. Запиленість повітря на рівні заливної горловини бака трактора МТЗ-80, при посіві, становить 0,04-1,78 г/м³ [2, 27, 9].

Основною перешкодою, яка перешкоджає попаданню механічних домішок до паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і розпилювачів форсунок, є паливні фільтри грубого і тонкого очищення. Встановлено [26, 27, 9], що паливні фільтри на автотракторних дизелях, після певної напрацювання в запиленних умовах, не забезпечують достатній мірі очищення палива від механічних домішок. Розмір абразивних частинок може доходити до $10 \cdot 10^{-6}$ м, незалежно від рівня палива в баку і від конструкції фільтруючих елементів. Згідно ГОСТ 14146-88, термін служби паперових фільтруючих елементів 1500 мото-годин. В результаті підвищеного забруднення палива в умовах сільського господарства, для забезпечення регламентованої чистоти палива дані терміни необхідно зменшувати. Однак в ряді господарств Омської області спостерігається перевищення термінів служби фільтруючих елементів понад припустимі межі, що веде до різкого збільшення, як кількості, так і розмірів частинок домішок в минулому через фільтр паливі [30].

За даними [26, 9], дизельне паливо, що знаходиться в баках тракторів, містить органічні і неорганічні забруднюючі домішки. Нерозчинна частина забруднюючих домішок становить 30-67% і містить наступні елементи: (кварц) - 60 ... 90%, (глинозем) - до 15%, (окис заліза) - до 8%, і в значно меншій кількості сполуки MgO , CaO , K_2O , Na_2O [5, 7, 12, 27, 31, 32, 33, 34]. Твердість цих абразивних частинок, дорівнює 6,5-9,0 одиниць за шкалою Мооса, що в 2-3 рази перевищує твердість сталі (*ШХ15*, *38ХМЮА*, *Р18*, *18Х2НЧВА*, *25Х5МА*) з якої виготовляють прецизійні деталі паливної апаратури [2, 3, 5, 9, 13, 20, 35]. У зв'язку з цим, навіть незначна кількість

механічних домішок викликає посилений знос прецизійних деталей і як наслідок зниження ресурсу ПА (табл. 1.1) [21].

Таблиця 1.1

Вплив забрудненості палива на зношення дизельного двигуна

Паливо	Вміст механічних домішок, %	Зношення плунжерної пари насоса, %	Загальне зношення двигуна (по кількості заліза в маслі), г
Вихідний	0,0019	100	2,15
Після 72 год відстоювання (з верхніх шарів)	0,0008	51	1,75
Після фільтрування	Відсутній	32	1,60

Обводнення палива. Ще одним видом забруднення дизельного палива, що впливає на знос прецизійних деталей ПА, є його обводнення. Вуглеводневе паливо всіх видів володіє оберненою гігроскопічністю, тобто при певних умовах розчиняє атмосферну вологу, а зі зміною цих умов виділяє її з розчинів у вигляді мікрокрапель. На розчинність води в першу чергу впливає температура навколишнього повітря, вологість і тиск (Рис. 1.1) [2, 36, 26].

Аналіз обводнення дизельного палива, що знаходиться в баку, показав, що вміст вільної води в паливі (за вирахуванням розчиненої) в 2-12 разів більше, ніж при заправці. Середній вміст вільної води в паливних системах тракторів становить 0,059% при максимально допустимому обводнюванні 0,013%. Відстій з корпусів фільтрів грубого і тонкого очищення містить до 18% води [33]. Дослідження, спрямовані на визначення впливу вмісту води в паливі показали, що при циклічній роботі, збільшення вмісту емульсійної води більше 0,5% призводить до різкого збільшення зносу плунжерних пар. Це пояснюється тим, що внаслідок зупинок з'являється переважний

корозійний знос [37, 38, 15].

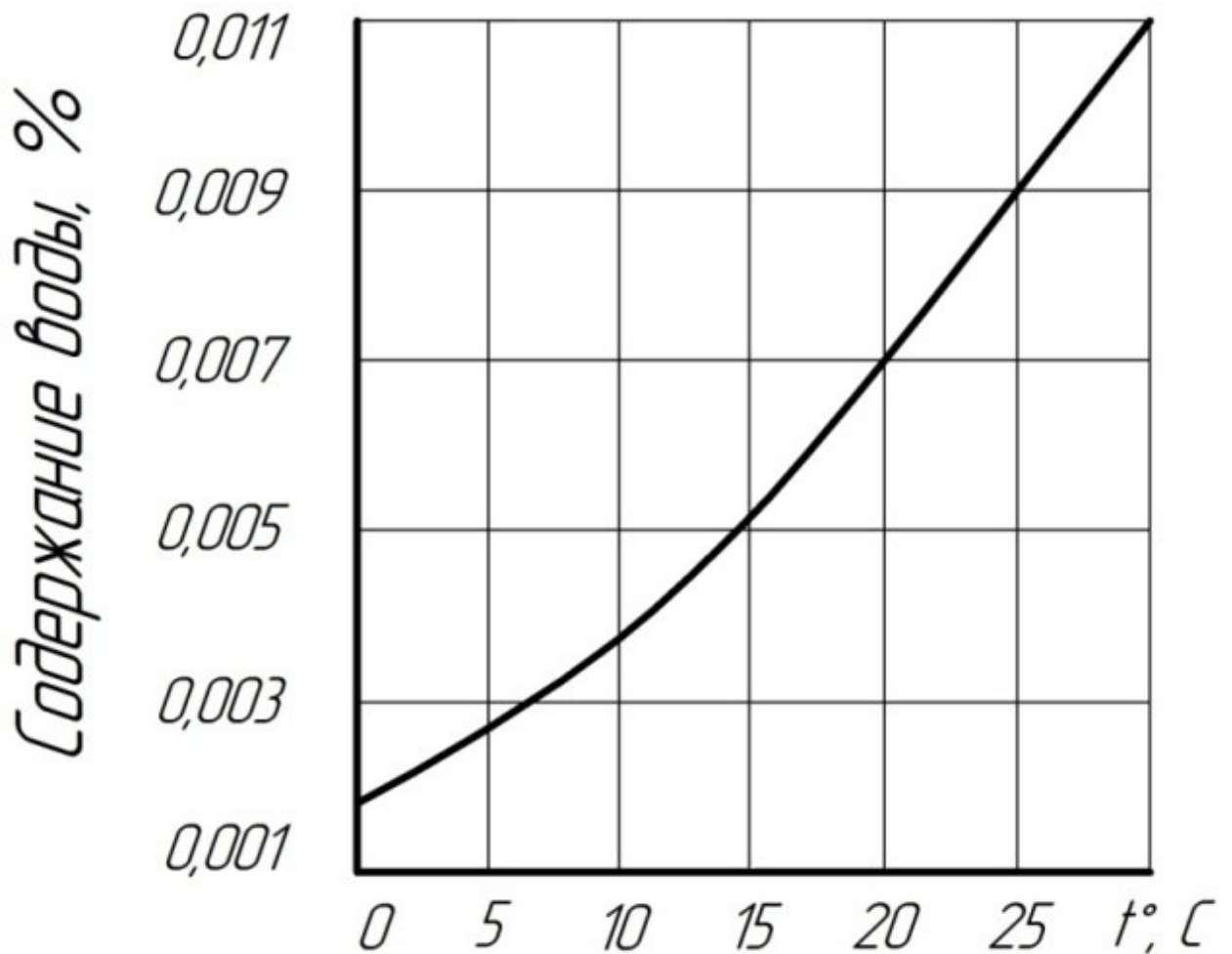


Рис 1.1. Залежність розчинності води в нафтопродуктах від температури

Температура палива, що надходить в ПНВТ. Основні сільськогосподарські роботи техніка виконує в літній період, коли температура навколишнього повітря досить велика. Як правило температура палива, яке надходить в паливний насос високого тиску, на 10 ... 50°C перевищує температуру палива в паливному баку. Як показують дослідження, при збільшенні температури палива з 20 до 60°C область, підвладна місцевим износам, збільшується в 1,5 ... 2 рази (Рис. 1.2).

Цим підтверджується те, що гаряче, менш в'язке, паливо інтенсивніше просочується в збільшений під дією температури зазор між плунжером і втулкою. Разом з ним в зазор проникає значна кількість абразивних частинок

більшого розміру, які безпосередньо призводять до більш інтенсивного зношування поверхні прецизійних деталей. До того ж, інтенсивність зносу збільшується і тому, що при підвищенні температури може збільшуватися ріжуча здатність абразивної частинки, це відбувається завдяки розм'якшення зовнішньої її оболонки і оголення граней [2].

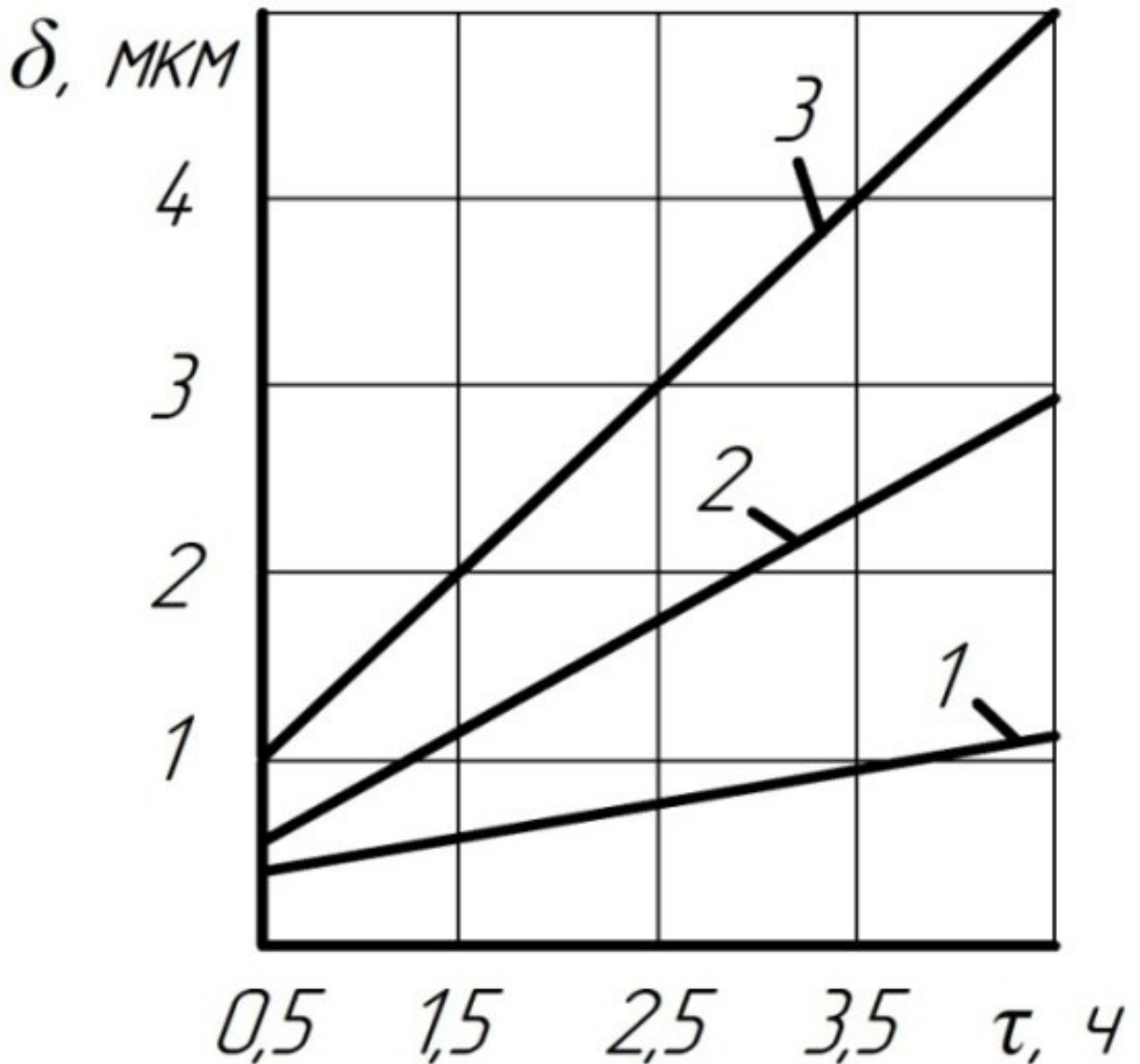


Рис. 1.2. Зміна середнього радіального зносу плунжера насоса 4ТН 8,5х10 при температурі палива 1 - 20°C; 2 - 40°C; 3 - 60°C

Пружні деформації деталей. У зв'язку з тим, що прецизійні деталі ТА виготовляються з досить малими зазорами - $0,4...3 \cdot 10^{-6}$ м, і працюють в

умовах великих швидкостей і високих значень тиску палива, до них пред'являються дуже високі вимоги щодо величини зазору, шорсткості, геометричної форми і фізико-механічних властивостей металу [5, 9, 39].

До постійно діючим факторам, що негативно впливає на роботу плунжерних пар, відносяться зміни розмірів деталей від пружної деформації при монтажі плунжерних пар в корпусі насоса.

У разі нового насоса деформація з'являється вже при моменті затягування штуцера, рівному 30 Н·м. При 120 Н·м через дію радіальної складової пружної деформації втулки, зазор в перерізі вікон зменшується, а на ділянці, розташованій на $10-15 \cdot 10^{-3}$ м нижче вікон, навпаки, збільшується (рис. 1.3). Це часто призводить до раптових відмов паливної апаратури, обумовленим зависанням або защемленням плунжера у втулці, що пояснюється відмінністю геометричних осей втулок і плунжерів внаслідок вигину компресорної частини втулки під дією монтажних зусиль. Збільшення моменту затягування штуцера високого тиску до 140 ... 150 Н·м прискорює знос плунжерних пар рядних паливних насосів на 20% в порівнянні з деталями, змонтованими з величиною 100 ... 120 Н·м [5, 13, 40, 41].

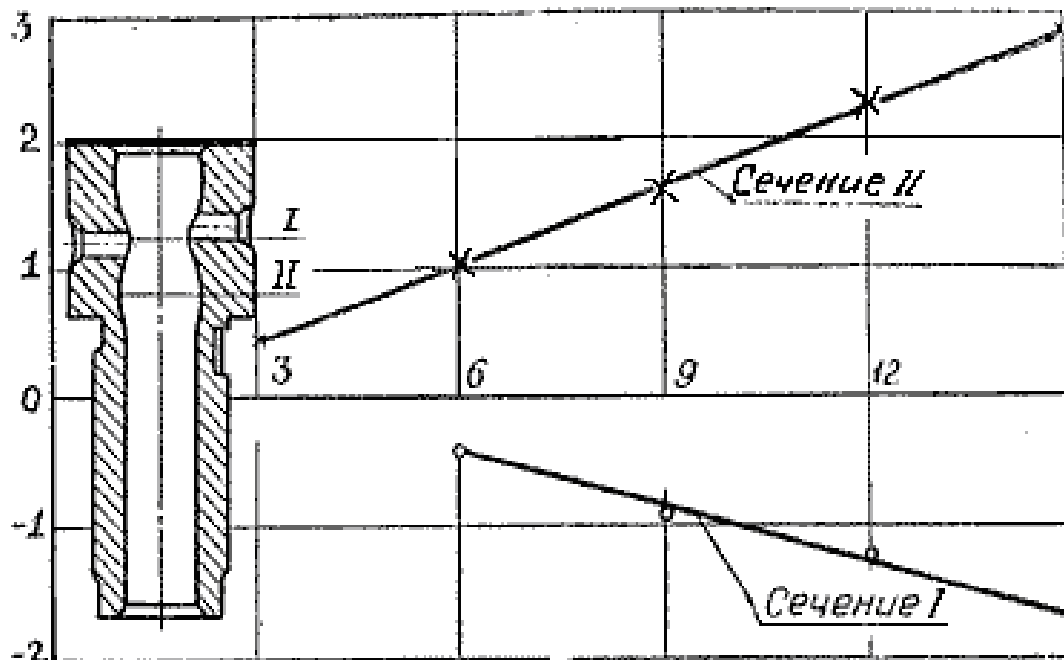


Рис. 1.3. Зміна величини зазору у плунжерній парі в залежності від зусиль затягування

1.1.2 Аналіз робіт з дослідження зносу плунжерних пар паливної апаратури. Вивченню процесу зношування прецизійних деталей і проблемам підвищення надійності паливної апаратури тракторних дизелів присвячені праці В.В. Антипова, К.А. Ачкасова, Н.І. Бахтіарова, П.А. Власова, Н.І. Гуревича, Б.П. Загородська, І.Б. Костецького, П.М. Керівник, І.М. Лишевського, М.М. Ташпулатова, Б.Н. Файнлейб та інших авторів.

Основним параметром технічного стану паливної апаратури дизельного двигуна, що визначає її надійність, перш за все, є стан прецизійних деталей: плунжер - втулка, нагнітальний клапан - сідло клапана і голка розпилювача - корпус розпилювача форсунки [5, 13, 9].

В процесі експлуатації відбувається їх знос, внаслідок чого змінюється циклова подача палива, збільшується нерівномірність подачі палива по циліндрах, збільшується кут випередження впорскування палива, знижується тиск початку впорскування і збільшується тривалість впорскування палива. Все це призводить до незадовільної роботи дизеля, що виражається в падінні потужності, погіршенні паливної економічності і підвищенні токсичності відпрацьованих газів (ВГ) [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Основними видами зносу плунжерних пар ПА є [5]:

1) абразивний знос - знос механічними частинками, розмір яких менше, або більше величини зазору в сполученні пар тертя. У першому випадку при перетікання палива з великою швидкістю, що знаходяться в ньому в підвішеному стані абразивні частинки, маючи малу масу, але більшу кінетичну енергію, будуть знімати мікростружку з поверхні деталі. При попаданні абразивних частинок, розміри яких перевищують величину зазору, буде відбуватися заклинювання цих частинок між поверхнями, що приводить до зрізання мікростружки. Цей вид зносу описаний в роботах таких авторів як В.В. Антипов, Г.А. Ташкінов, М.М. Ташпулатов [5, 9, 42, 43, 34];

2) гідроабразивний знос - знос викликаний вимиванням поверхневих частинок металу, що відбувається внаслідок гідравлічного удару палива. Цей

процес прискорюється дією абразивних частинок, що здійснюють поверхневий надріз, з подальшим розмивом його паливом. Як один з провідних видів зносу розглядається в [44];

3) корозійний знос - викликається присутністю води в паливі;

4) окислювальний знос - проявляється в умовах граничного змащення або при сухому терті, полягає в утворенні на поверхні деталей окисної плівки з наступним її руйнуванням струменем палива, при цьому відкриваються нижчележачі ділянки металу і процес повторюється [33];

5) схоплювання - знос, що виникає при відсутності плівки палива між деталями, при цьому в місцях контакту виникають сили молекулярного зчеплення між третювими поверхнями, що призводить до руйнування поверхневого шару. Даний вид зносу виникає через пружні деформації, вплив яких на роботу плунжерних пар описано в роботах Б.П. Загородського, В.Н. Іванова, Н.І. Бахтіарова, [13, 45, 46];

6) кавітаційне руйнування - відбувається за рахунок утворення в потоці палива парогазових бульбашок, які при закритті створюють потужні місцеві гідравлічні удари і при багаторазово повторюється процесі поверхні деталі. Н. Н. Іванченко зазначає, на прецизійних деталях паливної апаратури часто спостерігаються кавітаційні пошкодження, що представляють собою язви і вививання металу [47].

Автори роботи [48] розподіляють процентне співвідношення між видами зносу прецизійних деталей ПА наступним чином:

- абразивний знос, руйнування внаслідок різання і дряпання - 84%;
- знос з задираками і схоплюванням - 8%;
- знос з кавернами кавітації і ерозії - 6%;
- руйнування крайок, корозія та інші види зносу - 2%.

Прецизійні деталі за своїми основними напрямних поверхонь зношуються незначно і відносно рівномірно. При цьому великому зносу піддаються окремі ділянки. Ці локальні ділянки значних зносів прийнято

називати місцевими [5].

Плунжер піддається значному зносу у верхній його частині, розташованій навпроти впускного вікна втулки. Знос охоплює поверхню у вигляді жолобоподібних канавок, що розміщується вздовж плунжера від верхнього торця і нижче. Чиста блискуча поверхня плунжера, в результаті зносу, на цій ділянці стає порізаною поздовжніми ризками у вигляді борозденок. Зношена ділянка має гребінчасту нерівність і матовий відтінок поверхні.

На думку Д.Ф. Гуревича [49, 44], плунжерні пари зношуються під дією абразивних частинок, розміри яких менше зазору, що рухаються разом з паливом. В.В. Антипов пояснює розташування зносу навпроти впускного вікна гільзи тим, що в момент, коли плунжер верхнім торцем перекриває впускне вікно гільзи, в зазор потрапляють абразивні частинки, розміри яких можуть бути більше зазору. При русі плунжера, затиснені абразивні частинки протягуються і перекочуються через зазор у напрямку руху з тертям, і своїми гострими крайками зрізають метал з поверхні плунжера і втулки. У міру подальшого просування абразивних частинок, їх ріжуча здатність помітно зменшується. Це пояснює зменшення величини зносу при віддаленні від верхнього торця плунжера.

Гвинтова кромка плунжера зношується менше. Зношена поверхня має борозденки, розташовані уздовж плунжера. Такий характер зносу пояснюється тим, що в момент перетікання з області високого в область низького тиску (період відсікання), паливо спрямовується з великою швидкістю з бічного перепускного отвору плунжера до перепускного вікна втулки. Дрібні абразивні частинки, що мають малу масу, але володіють великою кінетичною енергією, гострими крайками знімають мікростружку і порушують поверхневу міцність металу. Далі паливо розмиває ці мікроподряпини.

У втулки зношується внутрішня поверхня, що прилягає до впускного і

перепускного вікон. Більше зношення знаходиться біля впускного вікна, менше – біля перепускного. Зношення зони впускного вікна має вигляд прямокутної, жолоподібної смуги, розташованої уздовж гільзи. Зношення поверхні в зоні перепускного вікна втулки за характером і розміщенням відрізняється від зношення близько впускного вікна. Зношена ділянка має вигляд фігурної смуги.

Розташування ділянок зношувань на поверхнях плунжера і втулки збігається із зонами найбільш інтенсивного просочування палива через зазори при нагнітанні і перетікання його в вікна в початковий і кінцевий момент нагнітання [5, 9, 13, 15, 50]. Графічне зображення ділянок зношення представлено на малюнку 1.4.

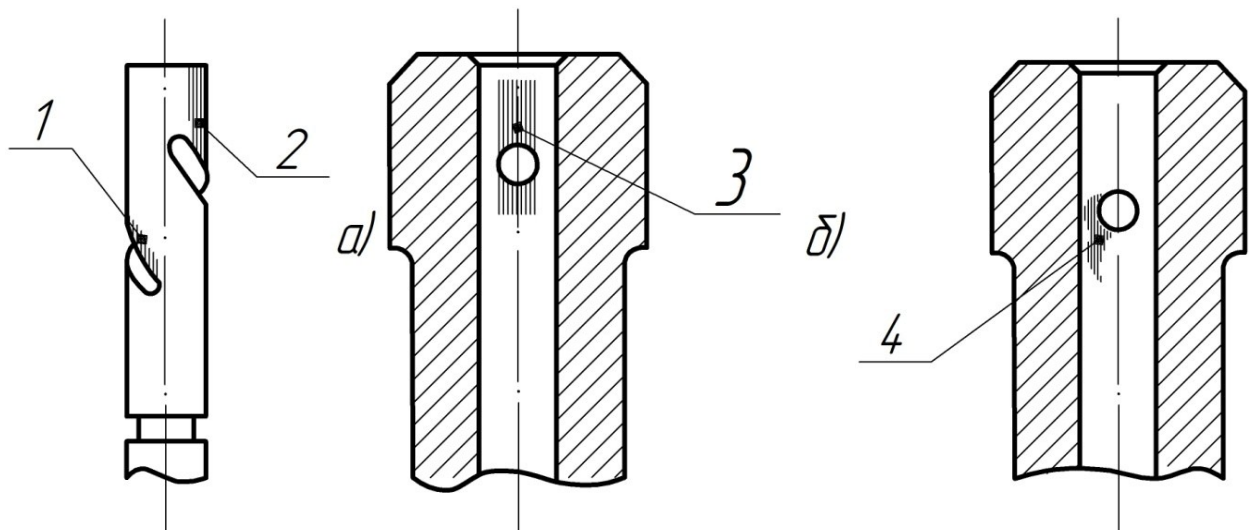


Рис. 1.4. Місця зносу поверхонь плунжерної пари а) плунжер, 1 - зона зносу відсічної кромки; 2 - зона найбільшого зносу головки плунжера, проти впускного вікна втулки; б) втулка, 3 - ділянка зносу втулки близько впускного вікна; 4 - ділянка зносу втулки близько перепускного вікна

1.2 Використання біодизельного палива

На даний момент на території України діють три стандарти, що стосуються біодизельного палива:

- ДСТУ 52368-2005 «Паливо дизельне ЄВРО. Технічні умови»;

- ДСТУ 52808-2007 «Нетрадиційні технології. Енергетика біовідходів. Терміни та визначення»;

- ДСТУ 53605-2009 «Метиллові ефіри жирних кислот (FAME) для дизельних двигунів. Загальні технічні вимоги ».

Відповідно до прийнятого ДСТУ 52808-2007 «Нетрадиційні технології. Енергетика біовідходів. Терміни та визначення»:

- біодизельне паливо: складний метиловий ефір жирних кислот (МЕЖК) з якістю дизельного палива, що отримується з жирів рослинного або тваринного походження і використовується як паливо.

- дизельне змішне паливо: дизельне паливо, виготовлене шляхом змішування дизельного і біодизельного палива або дизельного палива і рослинних олій.

Питанням застосування біодизельного палива присвячені роботи таких авторів як С.М. Девянин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, Л.С. Орсік, Г.С. Савельєв, В.Г. Семенов, В.Ф. Федоренко, А.Н. Зазуля та інших. У цих роботах наводяться дані як власних досліджень в цій області, так і результати отримані провідними світовими автомобіле- і тракторобудівними фірмами, такими як «Volkswagen», «Ford», «Fiat», «Mercedes-Benz», «Porsche», «Fendt», «Case», «John Deere» «Same», «Steyr», а також зарубіжними авторами, серед яких можна виділити Clark N., Gerpen J., Grigg C., Knothe G., Krahl J., Lampel H., Schumacher L., Simon K.

1.2.1 Фізико-хімічні властивості біодизельного палива. Фізико-хімічні показники біодизельного палива, в порівнянні з традиційним (табл. 1.2) і їх вплив на роботу дизельних двигунів наводяться в роботах [51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64].

З таблиці 1.2. видно, що біодизельне паливо, хоч і не значно, практично за кожним показником має відмінності від дизельного палива. Розглянемо вплив деяких з цих показників на роботу дизеля:

Основні фізико-хімічні властивості дизельного палива і метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО)

Найменування показника	Паливо	
	ДТ-Л	МЕРО
Наближена сумарна формула	$C_{13}H_{24}$	$C_{19}H_{35,2}O_2$
Цетанове число, не менше	45	50
Кінематична в'язкість при 20°C, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	3,0-6,0	6,0-8,5
Густина при 20°C, кг/м ³	860	880
Теплота згорання, МДж/кг	42,5	37,8
Температура самозапалювання, °C	250	230
Температура помутніння, °C	-5	-15
Температура застигання, °C	-10	-19
Фракційний склад:		
50 % переганяється при температурі, °C, не вище	280	340
96 % переганяється при температурі (кінець перегонки), °C, не вище	360	360
Масова доля сірки, %	0,2	0,002
Коксівність, 10%-ного залишку, %, не більше	0,2	0,3
Кислотність, мг КОН/г	0,05	0,5
Йодне число, г йоду на 100 г палива	6	120
Температура спалаху, що визначається в закритому тиглі, °C, не нижче	40	120
Кількість повітря, що необхідне для згорання 1 кг речовини, кг	14,3	12,6
Вміст, % по масі:		
С - вуглецю	87,0	77,5
Н - водню	12,6	12,0
О - кисню	0,4	10,5

- цетанове число - підвищення цетанового числа на 6 одиниць, сприяє скороченню періоду затримки запалювання і менш «жорсткій» роботі дизеля, а так само забезпечує поліпшення робочих характеристик двигуна при холодному запуску;

- підвищена в 3 рази, температура спалаху біодизельного палива в закритому тиглі, сприяє підвищенню його пожежної безпеки;

- йодне число є основним показником стабільності палив, воно

характеризує наявність в паливі ненасичених вуглеводнів, здатних при зберіганні окислюватися і утворювати смолисті сполуки і опади, які в свою чергу можуть призвести до підвищеного нагароутворення і забивання фільтрів. Як видно з таблиці 1, йодне число МЕРО в 20 разів перевищує аналогічний показник дизельного палива. У зв'язку з цим, для безпечної експлуатації транспортних засобів на МЕЖК або його сумішах з дизельним паливом, необхідно проводити періодичний контроль якості таких параметрів палива як кислотність, в'язкість і коефіцієнт фільтрації [65];

- біодизельне паливо має більш важкий фракційний склад, ніж дизельне паливо (50% переганяється при температурі 340° С). Через віжчий склад ускладнюється запуск двигуна при знижених температурах. До проблем, які мали місце під час роботи машин на МЕРО, згідно з дослідженнями проведеними в Швейцарії, слід віднести погіршення запуску двигунів при температурі нижче 8° С;

- в'язкість біодизельного палива в 1,5-2 рази перевищує в'язкість дизельного палива, це призводить до збільшення дальності паливного факела. У зв'язку з цим знижується частка об'ємного сумішоутворення, велика частина палива може потрапляти на стінки камери згорання. Крім того, зменшується кут розсіювання паливного факела і збільшується середній діаметр крапель упорснутого палива;

- в зв'язку з ростом густини, зростає максимальний тиск циклу, зсувається в бік збільшення дійсний момент початку впорскування палива;

- менша частина вуглецю (близько 77%) в молекулі біодизельного палива призводить до зменшення його нижчої теплоти згорання на 13-15%, що в свою чергу веде до зменшення потужності і збільшення витрати палива;

- біодизельне паливо, за своїми низькотемпературним властивостям, поступається зимовим сортам дизельного палива. Температура помутніння і застигання в середньому на 12 і 14°С вище ніж у дизельного палива, тому його застосування взимку в чистому вигляді важко [53, 66, 67, 68, 69, 70, 71,

72, 73, 74].

1.2.2 Зміна експлуатаційних характеристик дизелів при використанні біодизельного палива і його сумішей. Одним з основних критеріїв, що зумовлюють можливість застосування будь-якого палива, є його вплив на експлуатаційні характеристики ДВС.

В роботі [75] на експериментальній установці, що включає в себе серійний дизельний двигун Д-243, були проведені дослідження робочого процесу двигуна на дизельному сумішевих паливі. Як паливних композицій використовувалися: 1 - дизельне паливо; 2 - 25% метилового ефіру ріпакової; 3 - 50% метилового ефіру ріпакової олії + 50% дизельного палива; 4 - 75% метилового ефіру ріпакової олії + 25% дизельного палива; 5 - 100% метилового ефіру ріпакової олії.

Аналіз результатів досліджень показав, що ефективна потужність дизеля на номінальному режимі зменшується в залежності від композиції палива на 0,8 - 3,1%, збільшення витрати палива склало 1,8 - 4,2%. Найкращі результати за часовим і питомій витрат палива були отримані при роботі дизеля на композиціях, що складаються з 25% біопалива і 75% дизельного палива, а по ефективної потужності - при 50% біодизельного палива. Так, годинна витрата палива збільшується на 1,8%, питома ефективна витрата палива - на 2,5, ефективна потужність зменшується на 0,8 по відношенню до роботи двигуна на дизельному паливі [59, 76].

В лабораторії двигунів внутрішнього згорання кафедри агроінженерії та технічного сервісу інженерно-технологічного факультету ВНАУ були проведені гальмівні випробування двигуна, що працює на біопаливних композиціях, що включають від 10 до 50% біодизельного палива в суміші. Лабораторно стендові випробування проводилися на двигуні Д-240 трактора МТЗ-82 на гальмівній машині німецького виробництва САК-Н «Rapido». Перед початком робіт були проведені профілактичні роботи (технічне обслуговування, регулювання) з метою доведення паливно-економічних

параметрів двигуна до вимог нормативної документації. За результатами стендових гальмівних випробувань можна зробити наступні висновки:

- значення потужних показників двигуна при роботі на сумішах, що включають від 10 до 50% біодизельного палива, досить близькі до показників при його роботі на дизельному паливі, і знаходяться в межах допусків, а їх відмінності між собою несуттєві.

- питома витрата палива збільшився в порівнянні з використанням дизельного палива. Так при використанні композиції, що містить 50% біодизельного палива, питома витрата палива зросла на 6%.

Фахівці ММЗ провели випробування двох серійних двигунів - чотирициліндрового тракторного Д-245.S2-БТ і шестициліндрового автомобільного Д-260.5Е2-БТ, при роботі на паливі з 5 і 30% вмістом МЕРО. Паливо з 5% вмістом МЕРО не викликало ніяких відхилень в роботі двигуна від стандартів. При роботі на паливі з 30% вмістом МЕРО потужність знизилася на 1,5%, витрата палива збільшилась на 4% [77].

Випробування дизельного двигуна, проведені на чотирьох паливах - стандартному дизельному паливі, чистому біодизельному паливі і його сумішах з вмістом біодизельного палива 5 і 30%. За результатами випробувань відзначений практично однаковий ефективний ККД на чистих і сумішевих паливах при роботі на номінальному режимі. Відмінності в питомій ефективній витраті палива відображають лише зміни теплотворної здатності досліджуваних палив. В ході випробувань було відзначено, що максимальні значення тиску циклу і температура відпрацьованих газів мало залежали від складу палива. Не спостерігалось ніяких особливостей в поведінці двигуна і його систем [53].

В роботі [78] проведено дослідження автомобільних вихорокамерних дизелів фірми «Volkswagen». Випробування на МЕРО показали, що потужність двигуна знижується на 1,5-5% в порівнянні з роботою на звичайному дизельному паливі. У режимі з малими і середніми

навантаженнями питома ефективна витрата палива помітно зріс, в той час як в режимах з повним навантаженням це зростання менш значне.

Вплив добавки МЕРО (від 0 до 60%) до дизельного палива на показники дизеля Д-245 12С (4ЧН 11/12,5) розглянуто в роботі [56]. Дослідження проводилися на моторному стенді АМО «ЗІЛ», обладнаному всією необхідною вимірювальною апаратурою. За отриманими результатами можна зробити висновок про те, що годинна витрата палива при роботі дизеля на максимальній потужності і на режимі максимального крутного моменту, зростає на 6,3 і 6,5% відповідно зі збільшенням вмісту МЕРО в паливі до 60%. У цих же межах відбувається збільшення питомої витрати палива при зміні вмісту МЕРО від 0 до 60%. При цьому ефективний ККД двигуна не суттєво змінюється: з 0,340 до 0,346 (1,7%) на максимальній потужності і з 0,379 до 0,384 (1,3%) на режимі максимального крутного моменту.

В роботі [79] наводяться результати стендових випробувань дизеля 3С8,8/8,2 з водяним охолодженням при роботі на дизельному паливі і його бінарних сумішах з біодизельним паливом, виробленим ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства". Випробуванню було піддано дизельне паливо і три композиції з вмістом біодизельного палива 10, 25 і 50%. За даними швидкісної характеристики, при частоті обертання колінчастого вала 1600 і 1800 хв⁻¹, потужність двигуна зменшилася на 2%, при використанні композиції з 50% вмістом біодизельного палива, а питома ефективна витрата збільшилась на 7% і 9% відповідно. При 2000 хв⁻¹ спостерігається збільшення потужності на 1,3% і збільшення питомої ефективної витрати палива на 6%. Такі незначні розбіжності свідчать про ідентичності потужнісних показників при роботі на сумішах з вмістом біодизельного палива до 50%.

Об'єктом експериментів в роботі [80] служив двоциліндровий чотиритактний віхрекамерний дизель 2С8,5/11. Проводилось порівняння

дизельного палива з біодизельним паливом, виробленим в різних місцях. За порівняльний показник був прийнятий ККД двигуна. При роботі дизеля на МЕСО-1 (соєва олія), МЕСО-2, МЕРО, ККД зріс на 3,36, 5 і 1,3% відповідно, при використанні МЕСонО-2 (соняшникова олія), зміни ККД не спостерігалося, на МЕСонО-1 відбулося зменшення ККД на 3,8% в порівнянні з дизельним паливом. Поліпшення ККД дизеля, при роботі на біодизельному паливі, так само знайшло своє підтвердження в роботі [81].

Компанією ТОВ «ЕКОРУС» були проведені випробування декількох композицій з вмістом біодизельного палива від 10 до 100%. Випробування всіх палив проводилися на одному вихорокамерному дизельному двигуні 2Ч8,5/11 зі штифтовим розпилювачем, при переведенні на роботу на одному циліндрі. Встановлено, що оптимальною композицією є суміш містить 20% біодизельного палива (В20 за американською класифікацією). ККД двигуна поліпшується в середньому на 6%, економічність двигуна підвищується на 3-5% [82].

Співробітниками Таврійського ГАТУ були проведені лабораторно польові випробування машинно-тракторного агрегату, що складається з трактора ХТЗ - 121, з двигуном СМД - 19Т, і плуга ПЛН - 4 - 35. Під час проведення експерименту двигун послідовно працював на чистому ДП, чистому МЕСонО і суміші цих компонентів - 50:50, 60:40, 70:30, 80:20. Як показали результати експлуатаційно-технологічної оцінки, продуктивність агрегатів при роботі двигуна, як на ДП, так і на біодизельному паливі практично однакова. Так само схожі і інші експлуатаційно-технологічні показники, крім питомої витрати палива, яка при роботі двигуна на біодизельному паливі була на 2,75% більше [83].

У ФГБОУ ВПО ОмГАУ ім. П.А. Столипіна на кафедрі Агроінженерія була знята зовнішня регуляторна характеристика дизельного двигуна з розділеною камерою згоряння при роботі його на МЕРО. При проведенні випробувань, ніяких регулювань не проводилося. Після обробки результатів

було встановлено зниження ефективної потужності на номінальному режимі на 6% і збільшення питомої ефективної витрати палива на 8% [84].

1.2.3 Аналіз робіт з дослідження впливу біодизельного палива на знос деталей дизельних двигунів. Крім збереження прийнятних потужнісних і економічних показників ДВЗ при роботі на біодизельному паливі, також необхідно переконатися в тому, що його використання не викличе підвищеного зносу деталей.

В роботі [85] наводяться результати 200 годинних порівняльних випробувань дизеля John Deer 43239TF на зношення при роботі на ефірах (метиловий, етиловому і бутиловому) соєвого масла. Зношення визначалося спектральним аналізом олив. Отримані результати свідчать про практично однаковий вміст у маслі продуктів зношення, і, як при роботі на чистому дизельному паливі, так і при роботі на ефірах соєвого масла. Відзначається підвищене заповнення канавок верхніх поршневих кілець вуглецевими відкладеннями при роботі на метиловому ефірі - 17,5% і, особливо, на бутиловому ефірі - 75%.

Фірма «Porsche» провела дослідження МЕРО на автотракторних і стаціонарних дизелях. Експерименти проводилися на дизелях різних типів: з розділеними і нерозділеними камерами згоряння, з турбонаддувом і охолодженням надувочного повітря, а також без наддуву. В ході випробувань проблем підвищеного зношування деталей двигуна, а також підвищених відкладень вуглецевих з'єднань на деталях КЗ при роботі двигунів на МЕРО не відзначено [53, 86].

При дослідженні біопалива, отриманого з олії із суріпиці, на чотиритактному одноциліндровому дизелі Komatsu 10-105 розмірності $S/D = 125/105$, виконаним з рідинним охолодженням і нерозділеною камерою згоряння, нагароутворення не виявлено [87, 88].

Експериментальне дослідження роботи двох дизельних двигунів на

товарному нафтовому дизельному паливі і суміші 80% нафтового і 20% метилових ефірів лляної олії (32 циклу тривалістю по 16 год кожен) показало, що зношування рухомих деталей, коксування розпилювачів, утворення нагару і інші дефекти знизилися при роботі на паливній суміші [87, 89].

Після 100 год. випробувань метилового ефіру ріпакової олії відзначено збільшення в'язкості моторного масла і рідкоконсистентного шламоутворення, що є наслідком попадання біопалива в моторне масло. Результати дорожніх випробувань тривалістю 1600 год на вантажному автомобілі показали, що підвищеного зносу деталей циліндропоршневої групи і нагароутворень при роботі на біопаливі не відзначено [77, 90].

В роботі [18] розбирання дизелів після тривалої експлуатації легкового автомобіля на МЕРО показала, що зношування деталей паливної апаратури і основних деталей двигуна практично не відрізняється від їх зношування при роботі на дизельному паливі.

Дослідження, проведені на замовлення Minnesota Resources and Minnesota Soygrowers Association протягом 2 років (пробіг автомобіля на суміші B20 склав 135000 миль) не виявили ніяких проблем з підвищенням зношення або зниженням надійності двигуна і паливної системи. Кожні 5000 миль проводився аналіз моторного масла на предмет вмісту продуктів зношення і палива [69, 91].

При експлуатаційних випробуваннях біодизельного палива на техніці підприємств Гродненської області протягом п'яти років не виявлено закоксування форсунок, засмічення паливопроводів і баків, прискореного зносу деталей двигунів і т.д. Адаптації дизельних двигунів для використання цього палива не потрібно. Чи не підтвердилися і побоювання, що біодизельне паливо може пошкодити паливну апаратуру [92].

Дослідження надійності дизеля протягом 1000 год в університеті Айдахо не показали ніяких істотних відмінностей в надійності і зношення

двигуна при роботі на біодизельному і дизельному пальному. В ході досліджень визначалися потужність двигуна, закоксуваність розпилювачів форсунок, зношення компонентів двигуна на основі аналізу вмісту металів в маслі. [69, 93].

У 2007 р в ВАТ «Володимирський моторотракторний завод» були проведені дослідження, в ході яких визначалося вплив МЕРО на ряд деталей тракторів, автомобілів, сільськогосподарської, комунальної та будівельно-дорожньої техніки (табл. 1.3). Вміст МЕРО в суміші з дизельним паливом становило від 10 до 70% [86].

Таблиця 1.3

Оцінка впливу МЕРО на елементи паливної апаратури

Елементи паливної апаратури дизеля	Характер впливу
Плунжерна пара	-
Розпилювач	-
Клапан ПННТ (пластиковий)	-
Трубка ПВХ	Втрата пружних властивостей матеріалу
Шланг маслобензостойкий (гума)	Збільшення розмірів (розбухання гуми)

Випробування, проведені зарубіжними виробниками дизельної паливної апаратури, дозволили визначити ряд можливих несправностей систем подачі палива при роботі на біодизельному паливі (табл. 1.4).

Таким чином, зарубіжні виробники паливної апаратури для дизелів рекомендують використовувати тільки сертифіковане і якісне біодизельне паливо, для того щоб повністю усунути або максимально знизити всі негативні наслідки [94].

Можливі несправності систем паливоподачі

Складові і характеристики палива	Характер впливу	Несправності
Метиллові ефіри жирних кислот	Викликають висихання, затвердіння і руйнування гумових виробів	Підтікання палива
Вільний метанол	Корозія алюмінію та цинку	Корозія паливної апаратури
Вільна вода в паливі	Перетворення метилових ефірів рослинної олії в жирні кислоти. Корозія. Збільшення електропровідності палива	Засмічення фільтра. Корозія паливної апаратури
Вільний гліцерин, моно- і дигліцериди	Корозія кольорових металів. Засмічення паперових фільтрів. Утворення осаду на рухомих частинах і на лакофарбових покриттях	Засмічення фільтрів. Засмічення сопел розпилювачів форсунок
Вільні жирні кислоти	Утворення електроліту та прискорення корозії цинку. Утворення солей органічних кислот. Утворення органічних з'єднань.	Корозія паливної апаратури. Засмічення фільтра. Відкладення осаду на деталях
Збільшення густини палива	Збільшення тиску впорскування	Зменшення ресурсу паливної апаратури
Велика в'язкість при низькій температурі	Жорсткіші умови роботи ПНВТ. Підвищене зношення деталей	Підвищене зношування деталей ПНВТ. Погіршення показників впорскування палива

2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗНОШУВАННЯ ПЛУНЖЕРНОЇ ПАРИ В СЕРЕДОВИЩІ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

2.1 Тертя в присутності поверхнево-активних речовин

Питання граничного тертя і мастильного дії мономолекулярних шарів органічних сполук, зокрема ПАР, розглядалися А.С. Ахматової, Н.К. Мишкіним, Б.І. Костецьким, Б.В. Дерягиним, Д.Н. Гаркуновим, А.В. Чичинадзе, І.В. Крагельська, Л.В. Панової, Ф.П. Боуденом і іншими авторами.

Поверхневий шар металу має велику активність. Це обумовлено тим, що атоми, що знаходяться на поверхні тіл, мають надлишкову поверхневою енергією і створюють періодично змінюється силове поле. Тому поблизу поверхні металу створюється молекулярне тяжіння [95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103].

При зіткненні твердих тіл з зовнішнім середовищем (газоподібним чи рідким), в результаті взаємодії поля твердої фази з полями атомів і молекул середовища, на поверхні твердого тіла спостерігається поступово зростаюче згодом скупчення молекул газу або рідини. Це явище носить назву адсорбції [95, 96, 102, 104, 105, 106, 107].

Адсорбція буває двох видів: фізична і хімічна. Фізична адсорбція в основному обумовлена дією Ван-дер-ваальсових сил. При хімічній адсорбції відбувається перенос електронів між адсорбентом і адсорбованою речовиною. Чітку межу між цими двома видами адсорбції провести не можна, так як фізична і хімічна адсорбція протікають одночасно, але один з цих видів є переважаючим. Багато авторів сходяться на тому, що при підвищених температурах (110-130) адсорбція носить хімічний характер, при більш низьких температурах має місце фізична адсорбція [96, 97, 98, 99, 100, 102, 106, 108, 109, 110]. При роботі плунжерній пари температура палива

знаходиться в межах 30-80 [2], це дозволяє стверджувати, що в даному випадку спостерігається фізична адсорбція.

Наближаючись до поверхні металу, полярна молекула піддається дії його силового поля і в полярній групі відбувається перерозподіл зарядів. У цих умовах молекула наближається до поверхні з прискоренням і завдає їй удари (рис. 2.1). Ці удари можуть бути пружними і непружними. Удар називається непружним, якщо молекула віддає поверхні велику частину своєї кінетичної енергії і при цьому фіксується (адсорбується) на поверхні її центром тяжіння. Якщо при ударі молекула звернена до поверхні своїм неполярним кінцем, то акт взаємодії є пружним. Виникаючі при цьому сили надають молекулі прискорення протилежного знаку, і вона знову повертається в об'єм. В умовах переважання непружних ударів число молекул, фіксованих і стійко орієнтованих поверхнею, з часом зростає [101, 104, 108].

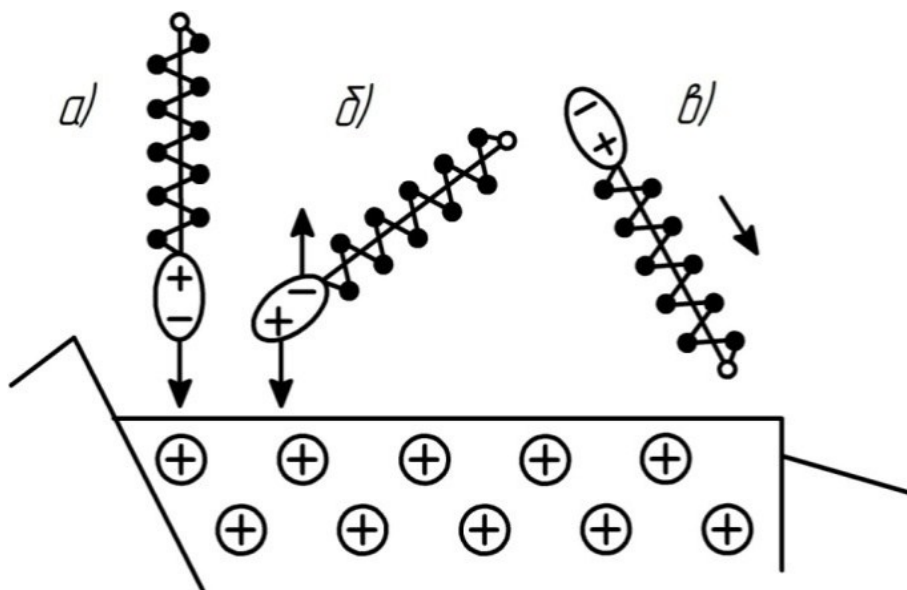


Рис. 2.1. Схема орієнтації полярних молекул при адсорбції на поверхні кристалічного зерна

а) молекула орієнтована силовим полем поверхні і наближається до неї з прискоренням; б) полярна група молекули, що наближається, піддається в силовому полі поверхні дії крутного моменту; в) молекула наближається до

поверхні, будучи звернена до неї своїм неполярним ланцюгом

Розглядаючи поверхню металу, можна припустити, що в насиченому мономолекулярному шарі полярні молекули взаємодітимуть з правильно чергуються мікрополлями кристалічної решітки протилежних знаків (рис. 2.2).

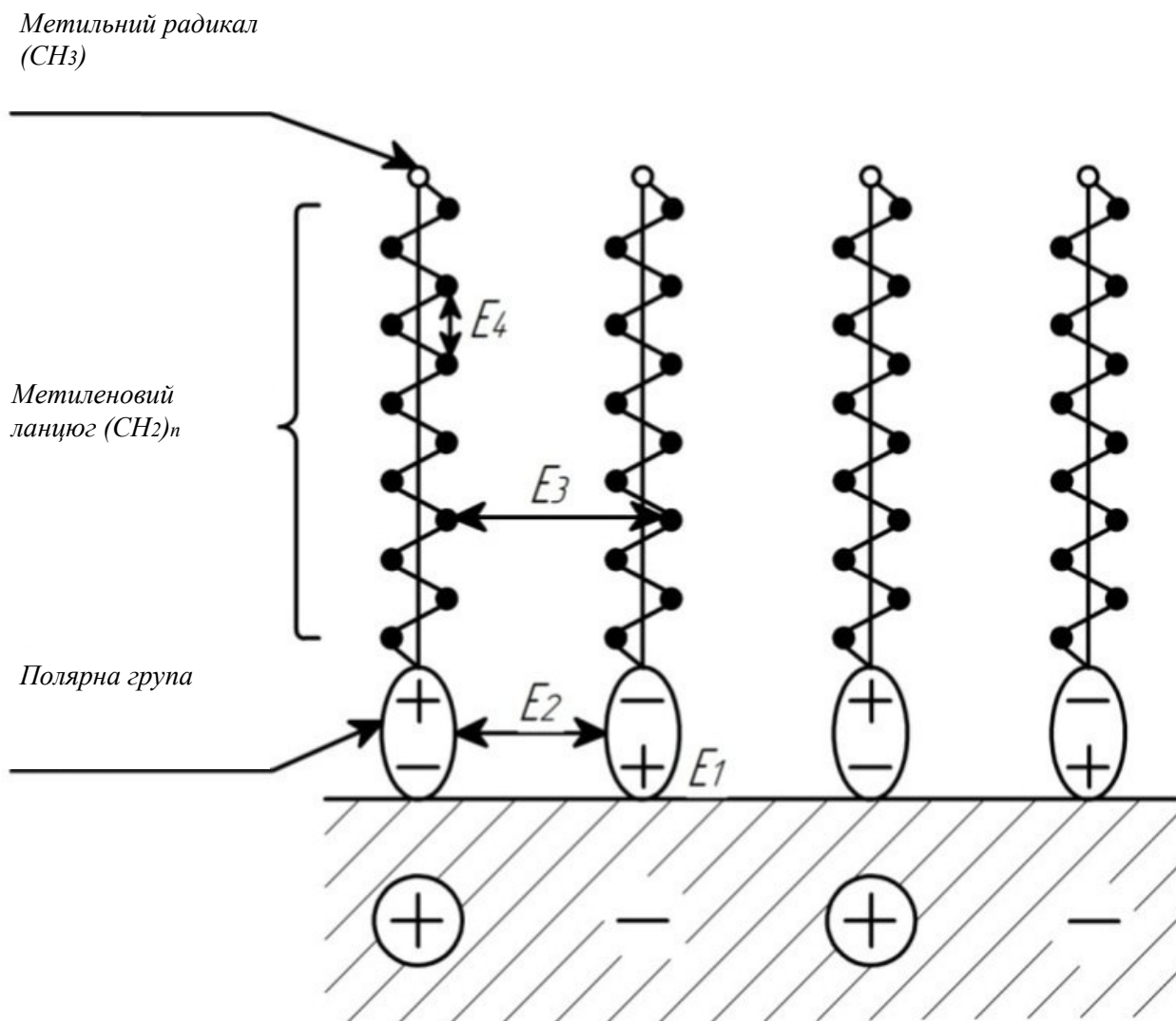


Рис 2.2. Схема орієнтації полярних молекул на поверхні металу

Адсорбовані молекули взаємодіють не тільки з поверхнею, а й між собою [95, 96, 97, 104, 108, 111].

У граничних шарах, утворених на поверхні металу полярними молекулами, діють міжмолекулярні (між молекулами шару) і адсорбційні (між твердим тілом і молекулами, що адсорбувалися на його поверхні) сили:

- до міжмолекулярних сил відносяться орієнтаційні, індукційні і

дисперсні сили;

- до адсорбційних силах належать ті ж Ван-дер-ваальсові сили: Кеезома, Дебая і Лондона (при фізичній адсорбції).

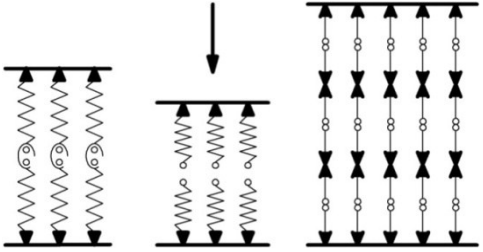
У разі фізичної адсорбції утворення мономолекулярного шару відбувається за рахунок орієнтаційної (електричної) взаємодії полярних груп з металом. Так само ці групи пов'язані між собою силами орієнтаційної взаємодії диполів. Радикал як і метиленові ланцюги позбавлені електричного моменту, тому можна зробити висновок, що дотичні в граничному шарі метильні кінцеві групи і метиленові радикали пов'язані між собою лондоновськими дисперсійними силами. За даними [104, 108, 112] енергія зв'язку полярних молекул з металом $E_1 = 3,1$ кДж/моль, по активним групам $E_2 = 3,7$ кДж/моль, по вуглеводневим радикалам $E_3 = 0,2$ кДж/моль, між атомами вуглецю метиленових ланцюгів $E_4 = 20,6$ кДж/моль.

А.С. Ахматов, розглядаючи молекулярні явища, що лежать в основі механічних властивостей граничних мастильних шарів, зіставив поняття теорії пружності (в застосуванні до мастильних верствам як тонким пластин, які мають пружністю форми) з еквівалентними уявленнями вчення про граничному терті, адгезії, а також про змащувальному шарі утвореному ланцюговими полярними молекулами і володіє правильною шаруватою структурою, властивої молекулярним кристалам (табл. 2.1) [104, 113, 114].

За рентгеноструктурним і електронно-графічним дослідженням було встановлено, що ПАР утворюють на поверхні металу тонку плівку, з окремих шарів, з орієнтацією молекул в ній перпендикулярно до поверхні. Отриманий мономолекулярний шар, що складається з полярних молекул, різко відрізняється за своїми властивостями від речовини в об'ємі.

Цей шар має низьку зсувну міцність і великий опір стисненню [95, 96, 98, 101, 104, 107, 109, 114].

Співвідношення між поняттями теорії пружності і уявленнями про
граничному терті і адгезії

Вид деформації	Еквівалентне уявлення у вченні про граничне тертя і адгезію	Графічне представлення
<p>Пружня деформація зсуву (зкошення прямого кута) Модуль зсуву</p>	<p>Тангенціальне попереднє зміщення, обумовлене деформацією зсуву молекулярної структури мастильного шару. Пружна фаза</p>	
<p>Пластична текучість (мікросковзання вузлів кристалічної решітки). Межа текучості на зсув</p>	<p>Тангенціальне попереднє зміщення, обумовлене деформацією зсуву молекулярної структури мастильного шару. Пластична фаза</p>	
<p>Пружній одновісний стиск. Модуль Юнга</p>	<p>Нормальне попереднє зміщення, обумовлена деформацією стиснення молекулярної структури. Пружна фаза</p>	
<p>Пластичний одновісний стиск. Межа текучості на стиск</p>	<p>Нормальне попереднє зміщення, обумовлене деформацією стиснення молекулярної структури. Пластична фаза</p>	

Опір адсорбованої плівки стисненню визначається силами поздовжньої когезії метиленових ланцюгів. У дослідженнях Л. В. Панової наводяться наступні значення пружних констант для граничного шару [115]:

- модуль одновісного стиску $E' = 58,8$ МПа;
- модуль зсуву $G = 0,49 \cdot 10^4$ МПа ;
- модуль всебічного стиску $K = 68,59$ МПа;
- коефіцієнт Пуассона $\sigma = 0,49$;
- модуль Юнга $E = 2,45 \cdot 10^4$ МПа.

Мала товщина утворюється мономолекулярного шару не може перешкоджати пружною і пластичної деформації контактуючих тіл, але зрушення відбувається саме в цьому шарі, а не в основному матеріалі, що сприяє зменшенню втрат на тертя, знижує знос і запобігає заїдання пар тертя [99, 100, 103, 114, 116].

У свою чергу, молекулярний шар є основою для подальшого розвитку подальших рядів мультимолекулярних граничного шару, що представляє собою єдину систему орієнтованих молекулярних кристалів, утворену під впливом поля твердої фази [108]. Кількість шарів, в основному, буде залежати від концентрації ПАР.

2.2 Моделювання процесу зношування плунжерній пари в середовищі біодизельного палива

Аналіз робіт [5, 13, 44, 45, 46, 47, 117, 33, 34, 9] спрямованих на вивчення зношення плунжерних пар паливної апаратури дизельних двигунів показує, що в даний час немає загальновизнаної теорії зношення, це пов'язано як зі складністю експериментального визначення, так і зі складністю і швидкоплинністю процесів, що відбуваються. Більшість авторів, які досліджують зношення плунжерних пар, підкреслюють, що основним чинником, що викликає порушення працездатності плунжерних

пар паливної апаратури тракторних дизелів, є абразивне зношення [5, 44, 117, 34, 9].

Аналіз робіт, що стосуються теорії зношення плунжерних пар, дозволив виявити основні фактори, що впливають на зношення, і представити функцію зносу в наступному загальному вигляді:

$$U = f(d_{абр}, \varepsilon_{абр}, \delta_R, T, v_{абр}, E, \mu, R_{пл}, R_{вт}, l_{пл}, b, P, \Delta P, v_{пл}), \quad (2.1)$$

де $d_{абр}$ - діаметр абразивної частинки, м;

$\varepsilon_{абр}$ - концентрація абразивних частинок, %;

δ_R - радіальний зазор, м;

T - час роботи, год;

$v_{абр}$ - швидкість абразивної частинки в зазорі, м/с;

E - модуль пружності матеріалу втулки, МПа;

μ - коефіцієнт Пуассона;

$R_{пл}$ - радіус плунжера, м;

$R_{вт}$ - радіус втулки, м;

$l_{пл}$ - довжина робочої поверхні плунжера, м.

b - товщина стінки втулки, м;

P - тиск палива, МПа;

ΔP - середня величина різниці тиску, МПа;

$v_{пл}$ - швидкість руху плунжера, м/с.

Представлені в моделі (2.1) фактори не враховують вплив на зношення фізико-механічних властивостей палива, яке є мастильним матеріалом прецизійних деталей паливної апаратури і має суттєвий вплив на довговічність плунжерної пари. Відсутність в моделі (2.1) цих факторів не дозволяє так само виробляти зіставлення впливу різних палив на показники зношення плунжерної пари.

У зв'язку з вищесказаним, пропонується доповнити залежність (2.1) наступними параметрами, котрі характеризують фізико-механічні

властивості палива: кінематична в'язкість палива (ν_T), коефіцієнт тертя (f) і представити функцію зносу в наступному вигляді:

$$U = f(d_{абр}, \varepsilon_{абр}, \delta_R, T, \nu_{абр}, E, \mu, R_{пл}, R_{вт}, l_{пл}, b, P, \Delta P, \nu_{пл}, \nu_T, f), \quad (2.2)$$

де ν_T - кінематична в'язкість палива, м²/с;

f - коефіцієнт тертя.

2.3 Закономірність зношення деталей плунжерної пари

При теоретичному розгляді абразивного зношення плунжерних пар, на підставі експериментальних даних робляться такі припущення:

- зношення плунжера і втулки відбувається близько впускного отвору на дузі (рис. 2.3);
- довжина зношеної ділянки приймається рівною [41, 9].

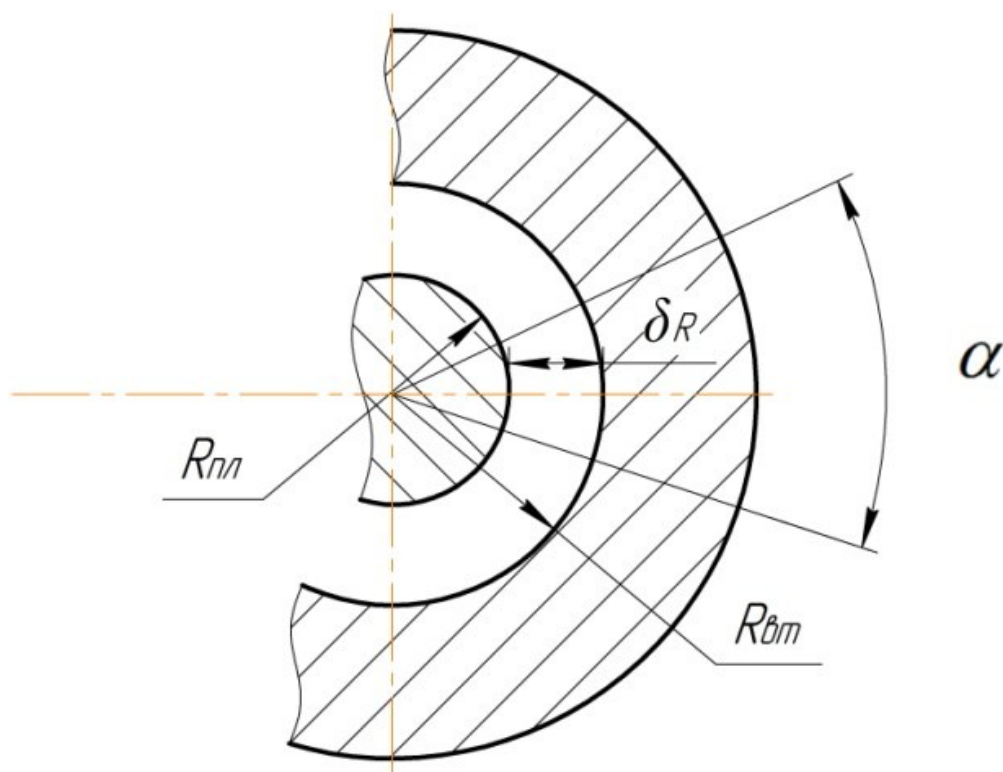


Рис. 2.3. Схема плунжерної пари

Для урахування впливу на закономірність зношування фізико-

механічних властивостей палив, введемо величину витоків палива ($\text{м}^3/\text{с}$) [10]:

$$Q_{\text{ym}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot \Delta P \cdot \delta_{R \text{max}}^3}{12 \cdot \nu_T \cdot l_{\text{пл}} \cdot \rho_T} \cdot \frac{\alpha}{360}, \quad (2.3)$$

де $d_{\text{пл}}$ - діаметр плунжера, м;

$\delta_{R \text{max}}$ - максимальний радіальний зазор, м;

ρ_T - густина палива, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При пульсуючій подачі палива радіальний зазор може досягати наступних значень $\delta_{R \text{max}}$ (м) [5]:

$$\delta_{R \text{max}} = \delta_0 + \Delta \delta, \quad (2.4)$$

де δ_0 - початковий зазор в новій плунжерній парі, м;

$\Delta \delta$ - збільшення діаметрального зазору, м.

Орієнтовний розмір збільшення зазору в плунжерній парі (м) [5]:

$$\Delta \delta = \frac{2 \cdot P \cdot R_{\text{em}}^2}{E \cdot b} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right), \quad (2.5)$$

де P - тиск палива, МПа;

R_{em} - радіус втулки, м;

$R_{\text{em}}, R_{\text{пл}}$ - радіуси втулки і плунжера, м;

μ - коефіцієнт Пуассона;

E - модуль упругості матеріала втулки, МПа;

b - товщина стенки втулки, м.

Час упорскування палива t (с), за яке відбувається зношування [9]:

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot \omega}, \quad (2.6)$$

де φ - кут повороту кулачкового вала, який відповідає періоду впорскування палива, град;

ω - частота обертання кулачкового вала, хв^{-1} .

При цих припущеннях обсяг зазору між плунжером і втулкою (м^3), відповідний ділянці зносу, тобто куту α (рис. 2.3):

$$V_3 = Q_{ym} \cdot t. \quad (2.7)$$

Для визначення кількості і розміру абразивних частинок, що надходять за кожен цикл в зазор плунжерної пари, припустимо, що розподіл абразивних частинок підпорядковується логарифмічному нормальному закону. Зношення характеризується частинками, які співмірні або менше зазору. Тоді середній діаметр абразивних частинок (m), що надходять в зазор, буде дорівнювати [9]:

$$\ln d_{абр.ср.} = \frac{\ln d_{абр.макс} + \ln d_{абр.мін}}{2}, \quad (2.8)$$

де $d_{абр.ср.}$ - діаметр абразивної частинки (у відповідності з зазором $\delta_{R_{макс}}$), m .

Об'єм всіх абразивних частинок, що надходять в зазор за цикл (m^3) [9]:

$$V_{абр} = \frac{G_{абр}}{\gamma_{абр}} = \frac{\varepsilon_{абр} \cdot V_3 \cdot \rho_T}{\gamma_{абр}}, \quad (2.9)$$

де $G_{абр}$ - загальна вага абразиву, $кг$;

$\varepsilon_{абр}$ - концентрація абразивних частинок % по вазі, тої розмірної групи, яка відповідає зазору;

$\gamma_{абр}$ - питома вага абразивних частинок, $кг/м^3$;

Об'єм абразивної частинки, що має форму кулі $V'_{абр}$ (m^3) [9]:

$$V'_{абр} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_{абр.ср.}^3. \quad (2.10)$$

Кількість абразивних частинок (шт.), що надходять в зазор за цикл [9]:

$$n_{абр} = \frac{V_{абр}}{V'_{абр}} = \frac{6 \cdot \varepsilon_{абр} \cdot V_3 \cdot \rho_T}{\pi \cdot d_{абр.ср.}^3 \cdot \gamma_{абр}}. \quad (2.11)$$

Абразивна частка, що знаходиться в проміжку до настання процесу її дроблення, робить рух ковзання щодо робочих поверхонь плунжера і втулки.

Середня швидкість абразивної частинки в зазорі $v_{абр}$ (m/c) [9]:

$$v_{абр} = \frac{1}{4} \cdot (v_{нл.макс} - v_{нл.мін}) \quad (2.12)$$

де $v_{нл}$ - швидкість руху плунжера, m/c .

Шлях тертя абразивної частинки (m), можна визначити за формулою [5]:

$$L_{mp} = v_{абр} \cdot \tau_{ск} \quad (2.13)$$

де $\tau_{ск}$ - час ковзання абразивної частинки в зазорі, с.

Загальний об'єм металу $V_{деф}$ (m^3), що піддається пластичному і пружньому деформуванню, розраховуємо з геометрії зрізаного конуса, утвореного в результаті відносного ковзання і одночасного проникнення абразивної частинки в поверхню тертя (рис. 2.4).

$$V_{деф} = \frac{1}{3} \cdot F \cdot L_{mp}, \quad (2.14)$$

де F - площа основи зрізаного конуса, що відповідає моменту дроблення частинки, m^2 .

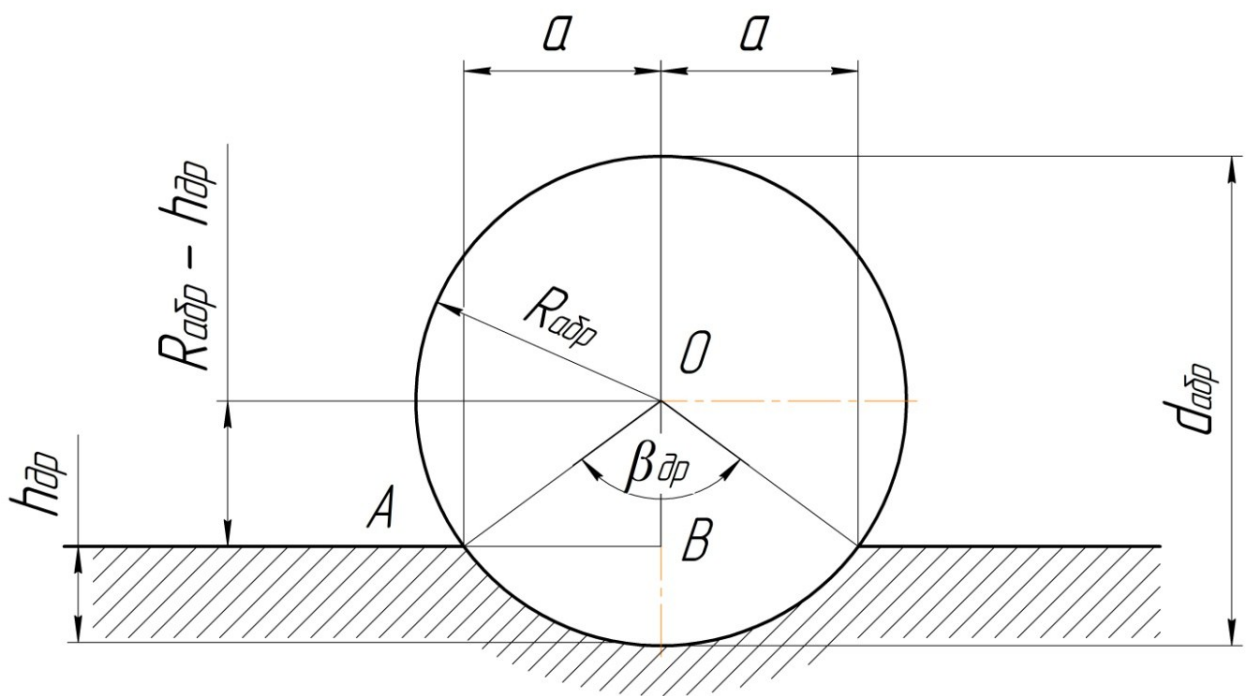


Рис. 2.4. Схема проникнення абразивної частинки в поверхню плунжерної пари

Визначаємо площу перерізу, відповідну переходу від пружної деформації до пластичної, допускаючи, що перехід відбувається при $h_{др,пр} = 0,01 \cdot R_{абр,ср}$.

З пібності зрізаних конусів отримаємо об'єм металу, що піддається пружному деформуванню, V_{np} (м³):

$$V_{np} = \frac{F_{np} \cdot V_{деф}}{F}. \quad (2.15)$$

Знаходимо об'єм металу, що піддається пластичній деформації V_{nl} (м³):

$$V_{nl} = V_{деф} - V_{np}. \quad (2.16)$$

При дробленні абразивна частка буде впроваджуватися в обидві поверхні на величину $h_{оп}$, та зношення дорівнює запровадженому об'ємом кульового сегмента $V_{оп}$ (м³):

$$V_{оп} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot h_{оп} \cdot [3 \cdot (2 \cdot a)^2 + h_{оп}^2] \quad (2.17)$$

де $2 \cdot a$ - довжина хорди, яка визначається глибиною впровадження і радіусом абразивної частинки, м.

З прямокутного трикутника ΔAOB визначимо значення величин половини хорди a , кута β і площі основи зрізаного конуса, що відповідає моменту дроблення частки F .

Величина половини хорди (м) дорівнює:

$$a = \sqrt{2 \cdot h_{оп} \cdot R_{абр.сп} - h_{оп}^2}. \quad (2.18)$$

Кут β , прямокутного трикутника ΔAOB , який визначається глибиною впровадження абразивної частинки в поверхні деталей плунжерній пари і її радіусом, визначимо з наступного виразу:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{AB}{AO} = \frac{a}{R_{абр.сп}} = \frac{\sqrt{2 \cdot h_{оп} \cdot R_{абр.сп} - h_{оп}^2}}{R_{абр.сп}}. \quad (2.19)$$

Визначивши значення цих величин, можна обчислити площу основи зрізаного конуса, що відповідає моменту дроблення частки, (м²) [9]:

$$F = \frac{R_{абр.сп}^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \beta}{180^\circ} - \sin \beta \right). \quad (2.20)$$

У зв'язку з адсорбцією активних молекул на поверхні деталей тертя

відбувається утворення захисного шару, що знижує коефіцієнт тертя.

Для пластичного контакту коефіцієнт тертя розраховуємо за формулою [118]:

$$f = \frac{\tau_o}{c \cdot \sigma_s} + \beta + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{h_{dp}}{R_{абр.ср}}}, \quad (2.21)$$

де τ_o - межа міцності на зріз адгезійних зв'язків, МПа;

c - коефіцієнт форми одиничної нерівності;

σ_s - границя текучості матеріалу МПа;

β - п'єзокоефіцієнт, що характеризує збільшення міцності на зріз від нормального тиску.

Величина $\frac{\tau_o}{c \cdot \sigma_s} + \beta$ є адгезійною складовою коефіцієнта тертя, а $0,4 \cdot \sqrt{\frac{h_{dp}}{R_{абр.ср}}}$ його деформаційна складова. З виразу (2.21) висловимо глибину впровадження абразивної частинки h_{dp} :

$$h_{dp} = 6,25 \cdot R_{абр.ср} \cdot \left(f - \left(\frac{\tau_o}{c \cdot \sigma_s} \right) \right)^2. \quad (2.22)$$

Ця залежність показує, що глибина впровадження абразивної частинки буде залежати від коефіцієнта тертя f , і відповідно впливати на величину зносу деталей плунжерної пари.

При використанні в якості мастильного середовища біодизельного палива, на поверхнях деталей плунжерній пари буде утворюватися захисний шар різної орієнтації, який перешкоджає безпосередньому контакту деталей тертя, тим самим не допускаючи виникнення адгезійного контакту між поверхнями тертя. Отже, величиною адгезійної складової $\frac{\tau_o}{c \cdot \sigma_s} + \beta$, в подальших розрахунках, можна знехтувати. Ці припущення знаходять підтвердження в роботах [119, 108, 120].

Таким чином, глибину проникнення абразивної частинки в поверхні деталей плунжерної пари до початку її дроблення, h_{dp} (м), можна представити в наступному вигляді:

$$h_{dp} = 6,25 \cdot R_{абр.сп} \cdot f^2. \quad (2.23)$$

Об'ємне зношення при дробленні U_{dp} (м³) [9]:

$$U_{dp} = V_{dp} \cdot n_{абр}. \quad (2.24)$$

Число циклів, які призводять до руйнування матеріалу при пластичних деформаціях n_p [99]:

$$n_p = \varepsilon_o^t, \quad (2.25)$$

де ε_o - відносне видовження матеріалу при розриванні, %;

t - коефіцієнт стомлення при пластичних деформаціях.

Об'ємне зношування в результаті пластичних деформацій U_{nl} (м³):

$$U_{nl} = \frac{V_{nl}}{n_p} \cdot n_{абр} \quad (2.26)$$

Об'ємне зношування за один цикл U^u (м³):

$$U^u = (U_{dp} + U_{nl}) \cdot k, \quad (2.27)$$

де k - коефіцієнт дроблення, [99].

Коефіцієнт дроблення показує збільшення зношування, виробленого часткою до моменту її дроблення, якщо враховувати всі осколки, що утворилися, які беруть участь в подальшому зношенні [9].

Лінійне зношення за один цикл U_l^u (м):

$$U_l^u = \frac{U^u}{A_a}, \quad (2.28)$$

де A_a - номінальна площа тертя, м².

$$A_a = 2 \cdot R_{сп} \cdot \alpha \cdot l_{nl}. \quad (2.29)$$

Число циклів (m) за годину роботи паливного насоса визначається з

частоти обертання кулачкового вала:

$$m = \frac{120 \cdot n}{\tau}, \quad (2.30)$$

де n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

τ - тактність двигуна.

Формула, для розрахунку зносу плунжерній пари в середовищі палива за певний час роботи U (м):

$$U = U_d^u \cdot m \cdot T, \quad (2.31)$$

де m - число циклів за 1 год роботи;

T - час роботи, ч.

З урахуванням представлених залежностей, формулу зносу плунжерної пари можна представити таким чином:

$$U = \frac{\left(\frac{6 \cdot \varepsilon_{абр} \cdot t \cdot \alpha \cdot \Delta P \cdot d_{пл} \cdot \delta_{R_{\max}}^3}{12 \cdot l_{пл} \cdot \nu_T \cdot d_{абр.ср}^3 \cdot \gamma_{абр} \cdot 360} \right) \cdot \left(\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 6,25 \cdot R_{абр.ср} \cdot f^2 \left(3 \cdot (2 \cdot a)^2 + (6,25 \cdot R_{абр.ср} \cdot f^2)^2 \right) + \frac{1}{3 \cdot n_p} \cdot F \cdot L_{мп} \cdot \left(1 - \frac{F_{ynp}}{F} \right) \right) \cdot \kappa \cdot m \cdot T}{2 \cdot R_{ср} \cdot \alpha \cdot l_{пл}} \cdot (2.32)$$

Отримана залежність (2.32) дозволяє зробити аналіз впливу різних чинників на лінійний знос плунжерної пари, при цьому слід зазначити, що при безлічі постійних факторів, лінійний знос залежить від коефіцієнта тертя (f) і кінематичної в'язкості (ν_T) використовуваного палива. Для спрощення теоретичної залежності підставимо в формулу (2.32) всі відомі, для ТНВД марки УТН-5, параметри:

$$U = \frac{\delta_{R_{\max}}^3 \cdot \Delta P \cdot \left(R_{абр.ср}^3 \cdot f^4 \cdot (1 - 3,15 \cdot f^2) + 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot \left(1 - \frac{F_{ynp}}{F} \right) \right)}{d_{абр.ср}^3 \cdot \gamma_{абр} \cdot \nu_T} \cdot T. \quad (2.33)$$

Для оцінки залежності (2.33) була проведена серія експериментів, яка дозволила її уточнити. Уточнена за результатами експериментів залежність має вигляд:

$$U = \frac{\delta_{R_{\max}}^3 \cdot \Delta P \cdot \left(R_{абр.ср}^3 \cdot f^4 \cdot (1 - 3,15 \cdot f^2) + 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot F \cdot \left(1 - \frac{F_{ynp}}{F} \right) \right)}{d_{абр.ср}^3 \cdot \gamma_{абр} \cdot a \cdot \nu_T^{0,2}} \cdot T. \quad (2.34)$$

де a - експериментальний коефіцієнт, $a = 1 \text{ (м}^2/\text{с)}^{0,8}$.

У додатку 1 представлені вихідні дані, необхідні для визначення зношення плунжерної пари ПНВТ марки УТН-5. Розрахунок зношення плунжерної пари, в залежності від виду використовуваного палива представлений в додатку 2.

За допомогою отриманої теоретичної залежності (2.34) нами було проведено аналіз впливу фізико-механічних властивостей палива, таких як коефіцієнт тертя (f) і кінематична в'язкість (ν_T), на зношення плунжерній пари. Дані представлені в таблиці 2.2 і на рисунку 2.5.

Таблиця 2.2

Вплив фізико-механічних властивостей палива на зношення

коефіцієнт тертя, f	0,14	0,145	0,15	0,155	0,16	0,165
кінематична в'язкість, $\nu_T \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Зношення, $U \cdot 10^{-6} \text{ м}$					
4	4,52	4,97	5,46	5,90	6,52	7,07
4,5	4,41	4,86	5,34	5,71	6,36	6,91
5	4,32	4,76	5,22	5,65	6,23	6,76
5,5	4,23	4,67	5,13	5,58	6,11	6,64
6	4,16	4,59	5,04	5,49	6,01	6,52
6,5	4,09	4,52	4,96	5,42	5,91	6,42
7	4,04	4,45	4,89	5,35	5,83	6,32
7,5	3,98	4,39	4,82	5,27	5,75	6,24
8	3,93	4,33	4,76	5,20	5,67	6,16
8,5	3,88	4,28	4,70	5,14	5,60	6,08

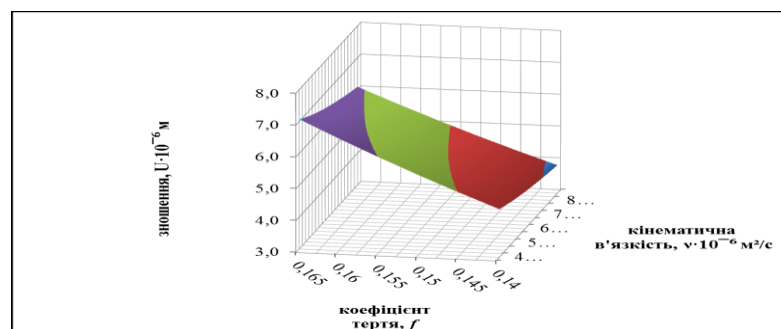


Рис 2.5. Залежність зношення плунжерної пари від фізико-механічних

властивостей палива

Аналіз даних показує, що при зменшенні коефіцієнта тертя і одночасному збільшенні в'язкості відбувається зниження зносу плунжерної пари.

2.4 Розрахунковий ресурс плунжерної пари

Ресурс плунжерної пари $T_{п.п.}$, год, розраховуємо за формулою:

$$T_{п.п.} = \frac{U_{гран}}{U} \cdot T \quad (2.35)$$

де $U_{гран}$ - граничне зношування плунжерної пари, $5 \cdot 10^{-6}$ м [5, 119];

U - зношування плунжерної пари, що розраховане за формулою (2.34), м;

T - нормативний ресурс, год.

Дані розрахунку ресурсу плунжерної пари при роботі на різних видах палива наведено в таблиці 2.2 і на рисунку 2.6.

Таблиця 2.2

Розрахунковий ресурс плунжерної пари

Вид палива	ДЛ	БД-25	БД-50	БД-75	БД
Ресурс $T_{п.п.}$, год	4598	5263	5893	6386	6916

Отримані теоретичні дані показують, що при використанні біодизельного палива відбувається підвищення довговічності плунжерних пар паливної апаратури.

Отримані результати були апроксимовані кривої другого порядку виду $T_{п.п.(теор)}^{\wedge} = a \cdot w^2 + b \cdot w + c$. Для знаходження коефіцієнтів a , b , c , був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться з наступної системи:

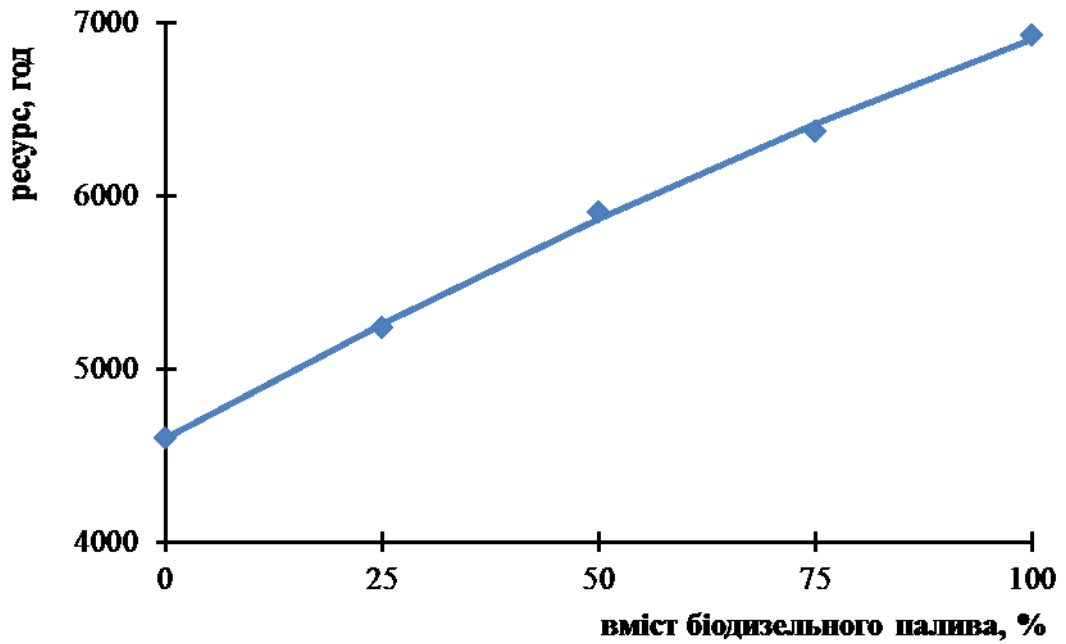


Рис. 2.6. Вплив біодизельного палива на ресурс плунжерної пари

$$\begin{cases} a \cdot \sum w^2 + b \cdot \sum w + n \cdot c = T \\ a \cdot \sum w^3 + b \cdot \sum w^2 + c \cdot \sum w = \sum T \cdot w \\ a \cdot \sum w^4 + b \cdot \sum w^3 + c \cdot \sum w^2 = \sum T \cdot w^2, \end{cases} \quad (2.36)$$

де w - вміст біодизельного палива, %;

n - кількість дослідів.

Похибка апроксимації кривої:

$$\delta = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{T - \hat{T}}{T} \right| \cdot 100\%. \quad (2.37)$$

Теоретична залежність ресурсу від змісту біодизельного палива:

$$T_{П.П.(теор)}^{\wedge} = -0,046 \cdot w^2 + 27,69 \cdot w + 4601. \quad (2.38)$$

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

З метою перевірки залежностей, отриманих при теоретичному дослідженні, і підтвердження робочої гіпотези було проведено ряд експериментальних досліджень. Дослідженню піддавалося шість зразків палива:

- 1 - ДЛ (паливо дизельне літнє, яка бере участь в експерименті);
- 2 - ДЛ-2 (паливо дизельне літнє, яка бере участь в приготуванні сумішевого палива);
- 3 - БД (біодизельне паливо);
- 4 - БД-75 (дизельне сумішне паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД);
- 5 - БД-50 (дизельне сумішне паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД);
- 6 - БД-25 (дизельне сумішне паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД).

Біодизельне паливо вироблялося у ВНАУ на інженерно-технологічному факультеті на кафедрі агроінженерії та технічного сервісу, згідно з поданою заявкою на винахід № 2012107404 - «Спосіб переробки жиру в рідке паливо».

Програма експериментальних досліджень складалася з наступних етапів:

- 1) визначення закономірності зміни кінематичної в'язкості і густини досліджуваних зразків в залежності від температури і вмісту біодизельного палива в суміші;
- 2) визначення коефіцієнта тертя досліджуваних зразків, в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші;
- 3) визначення впливу вмісту біодизельного палива в суміші на величину витоків у спряженні плунжер-втулка;

4) проведення прискорених випробувань ТНВД марки УТН-5 на всіх зразках палива на зношування;

5) проведення стендових моторних випробувань біодизельного палива на двигуні Д-240Л, з метою визначення можливості експлуатації дизельних двигунів на цьому виді палива.

3.1 Визначення кінематичної в'язкості і густини палива

Перед проведенням прискорених випробувань на зношування, визначалися залежності кінематичної в'язкості і густини шести зразків від вмісту біодизельного палива. До основних фізико-механічних показників палива, які впливають на процеси подачі палива, випаровування, сумішоутворення, згоряння і в підсумку на техніко-економічні показники роботи двигуна, відносяться: кінематична в'язкість і густина палива [62, 121]. Тому на першому етапі, дослідженню піддавалася залежність кінематичної в'язкості і густини шести зразків від температури і вмісту біодизельного палива в суміші.

3.1.1 Методика визначення кінематичної в'язкості і щільності палива. Температура палива, що подається в головку паливного насоса, як правило, на 10 ... 50⁰С перевищує температуру навколишнього повітря і практично таку ж температуру палива в паливному баку [2]. У зв'язку з цим, кінематична в'язкість і густина шести досліджуваних зразків палива вимірювалася в діапазоні температур від 20 до 80 °С.

Визначення кінематичної в'язкості. Вимірювання кінематичної в'язкості проводилося згідно ГОСТ 33-2000. Суть методу полягає у вимірюванні каліброваним скляним віскозиметром, марки ВПЖ-4 по ГОСТ 10028-81, часу закінчення, в секундах, визначеного обсягу палива під впливом сили тяжіння при постійній температурі. Для підтримки постійної температури палива

використовується баня з регульованою температурою достатньої глибини, щоб в момент вимірювання відстані від зразка у в'язкозиметрі до верхнього рівня рідини в бані і від зразка до дна бані були не менше $20 \cdot 10^{-3}$ м. Так як максимальна температура при проведенні досліджень становила $80 \text{ }^\circ\text{C}$, то для наповнення бані використовувалася прозора рідина, що складається з гліцерину, по ГОСТ 6824-96 [122], розведеного водою 1:1. Загальний вигляд приладів зображений на малюнку 3.1.

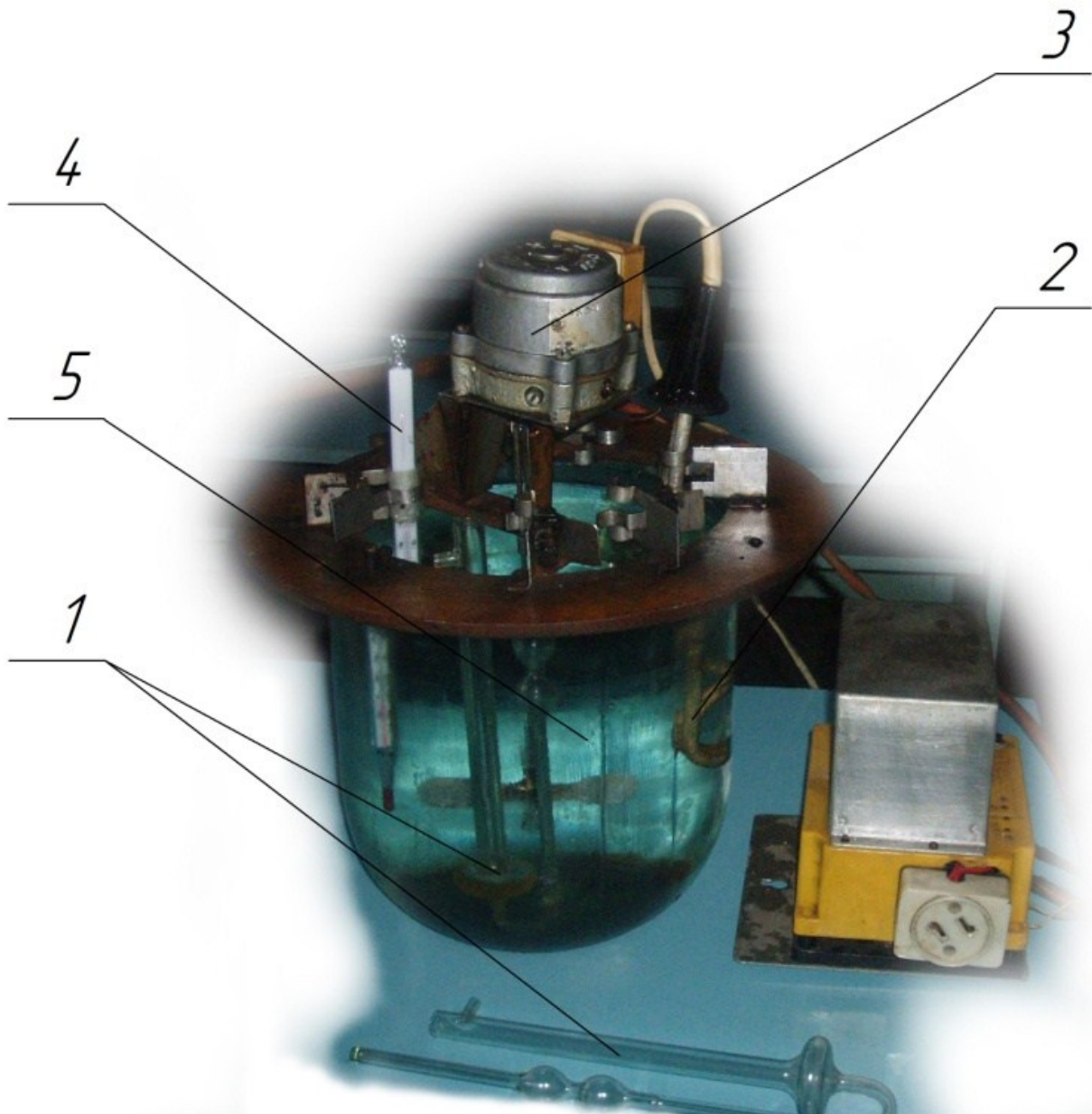


Рис. 3.1. Обладнання для визначення кінематичної в'язкості палива
1 - в'язкозиметр капілярний скляний ВПЖ-4; 2 - електронагрівач;
3 - змішувач; 4 - термометр; 5 - ємність з термостатною рідиною

Кінематична в'язкість палива $\nu \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, визначалася за такою формулою:

$$\nu = C \cdot t, \quad (3.1)$$

де C - стала в'язкозиметра, ($C = 0,08893$), $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}^2$;

t - время истечения, с.

Результати експериментів по визначенню залежності кінематичної в'язкості від температури і вмісту біодизельного палива були апроксимовані кривою другого порядку виду $\hat{\nu} = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$. Для знаходження коефіцієнтів, був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться шляхом рішення системи рівнянь (2.36). Похибка апроксимації визначалася за виразом (2.37).

Визначення густини палива. Визначення густини проводилося згідно ГОСТ 3900-85. Відповідно до нього, скляний мірний циліндр для ареометра встановлюється на рівну поверхню. Проба випробовуваного палива заливається в циліндр, уникаючи утворення бульбашок. Чистий і сухий ареометр марки АНТ-1, по ГОСТ 18481-81 [123], повільно опускається в скляний мірний циліндр з випробовуваним паливом, при цьому не допускається змочування частини стрижня, розташованої вище рівня занурення ареометра. Після припинення коливань ареометра, знімають показання густини.

Загальний вигляд приладів зображений на малюнку 3.2.

Результати експериментів по визначенню залежності щільності від температури і змісту біодизельного палива були апроксимовані кривою першого порядку виду $\hat{\rho} = a \cdot t + b$.

Для знаходження коефіцієнтів a і b був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться з наступної системи:

$$\begin{cases} a \cdot \sum t + n \cdot b = \sum \rho \\ a \cdot \sum t^2 + b \cdot \sum t = \sum \rho \cdot t \end{cases} \quad (3.2)$$

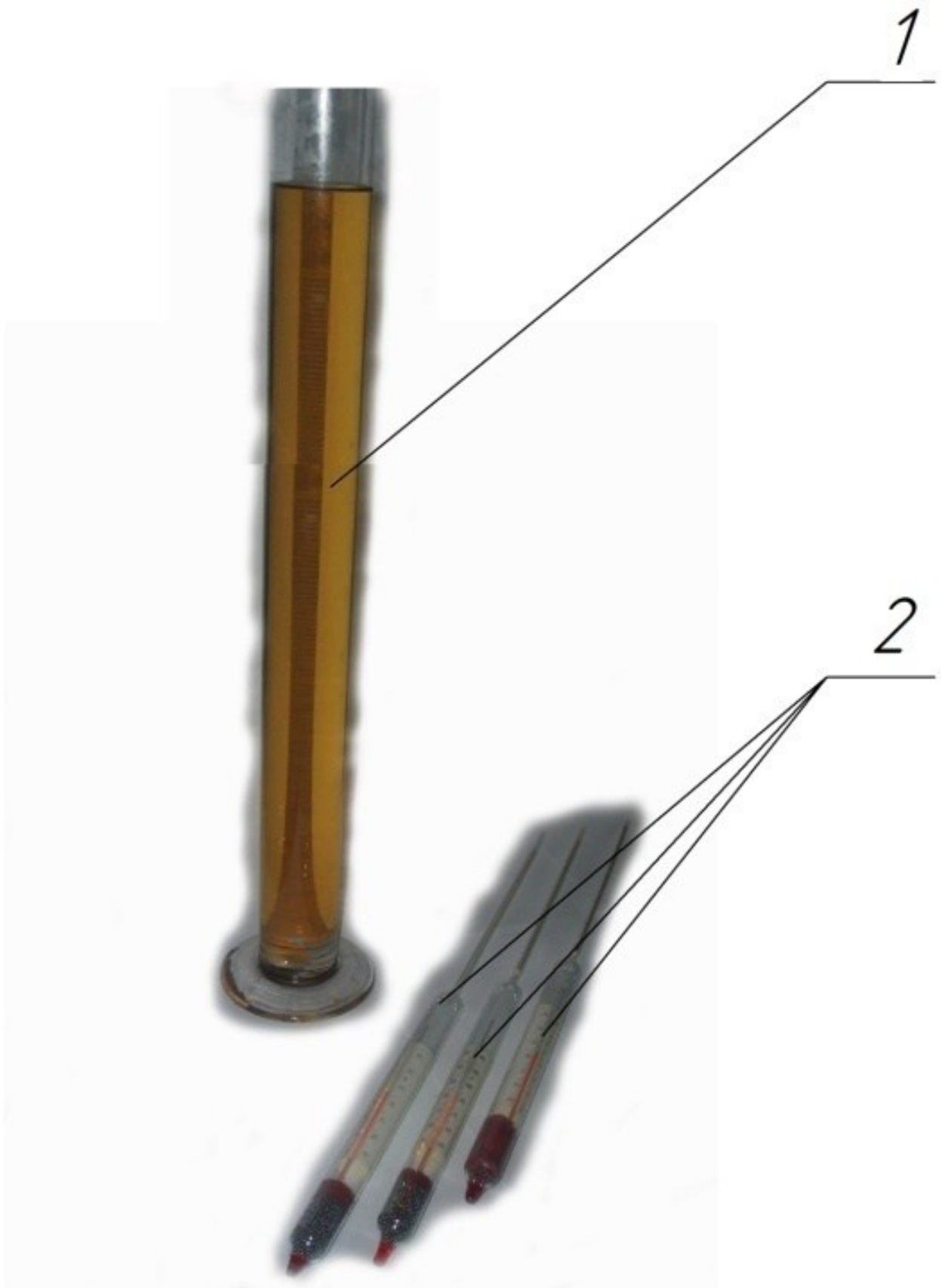


Рис 3.2. Циліндр з ареометром для визначення густини нафтопродуктів:
1 - скляний мірний циліндр; 2 - ареометри для нафтопродуктів АНТ-1

Похибка апроксимації кривої експериментальних даних:

$$\delta = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{\rho - \rho^{\wedge}}{\rho} \right| \cdot 100\%. \quad (3.3)$$

3.2 Визначення коефіцієнта тертя досліджуваних зразків палива

Відповідно до прийнятої гіпотези, зменшення зношення відбувається за рахунок того, що в біодизельному паливі міститься більша кількість ПАР, це, в свою чергу призводить до утворення на поверхні деталей захисних шарів, що складаються з активних молекул, що адсорбувалися. Це сприяє зменшенню втрат на тертя, знижує зношування і запобігає заїданню пар тертя, що в цілому позитивно впливає на змащувальну здатність палива, одним із критеріїв якої є антифрикційні властивості палива.

3.2.1 Методика визначення коефіцієнта тертя. Відповідно до закону Амонтона, коефіцієнт тертя залежить від того, які матеріали контактують, і не залежить від навантаження [106, 116]. Це можна записати наступним виразом:

$$F = f \cdot N, \quad (3.5)$$

де f - коефіцієнт тертя;

N - навантаження, що діє на тертьові поверхні, Н.

Однак ще Амонтон писав, що сила тертя знаходиться в складній залежності від безлічі інших чинників. Ф. Боуденом і Д. Тейбор (Англія) і І.В. Крагельська (Росія), були розроблені теорії, що базуються на уявленні про подвійну природу тертя. Їх суть полягала в тому, що тертя має дві складових механічну (деформаційну) і молекулярну (адгезійну). Так званий двочленний закон тертя, який можна записати наступним чином [99, 106, 116]:

$$F = f \cdot (N + N_0), \quad (3.6)$$

де N_0 - рівнодіюча сил молекулярного тяжіння між обома тілами, Н;

Вперше формула двочленного закону тертя була виведена французьким фізиком Кулоном [99, 106, 116]:

$$F = f \cdot N + A, \quad (3.7)$$

де A - сила міжмолекулярного тяжіння (адгезійна складова сили тертя), Н.

Дослідження залежності коефіцієнта тертя від тиску призвело В.Гарді до висновку, що закон Амонтона справедливий тільки для випадку, коли поверхня тертя покрита мономолекулярним шаром мастила [108]. У зв'язку з цим, визначення коефіцієнта тертя в наших експериментах здійснюватися за формулою 3.5.

Метал має велику активність і на його поверхні можуть адсорбуватися речовини з навколишнього середовища. Для того, щоб на його поверхні адсорбувати тільки молекули того зразка палива, який ми наносимо, перед визначенням сили тертя, адсорбційні забруднення віддалялися з поверхні протиранням порошком активованого вугілля, відповідно до методики описаної в роботі А.С. Ахматова [104].

Загальний вигляд лабораторної установки по визначенню сили тертя представлений на малюнку 3.3.

При визначенні сили тертя дотримувалися наступні параметри:

- маса зразка 2,5 кг;
- чистота обробки поверхонь тертя зразків 11 класу;
- матеріал зразків - сталь ШХ-15;
- електронні ваги марки ВНТ-15-2 / 5/10, з можливістю автоматичної фіксації показань;
- величина похибки становила 2 г.

Вимірювання сили тертя проводилося в два етапи, з додаванням абразиву (з концентрацією 0,125 г/л) і без.

Результати експериментів по визначенню коефіцієнта тертя в

залежності від вмісту біодизельного палива були апроксимовані кривої другого порядку виду. Для знаходження коефіцієнтів, був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться шляхом рішення системи рівнянь (2.36). Похибка апроксимації визначалася за виразом (2.37).

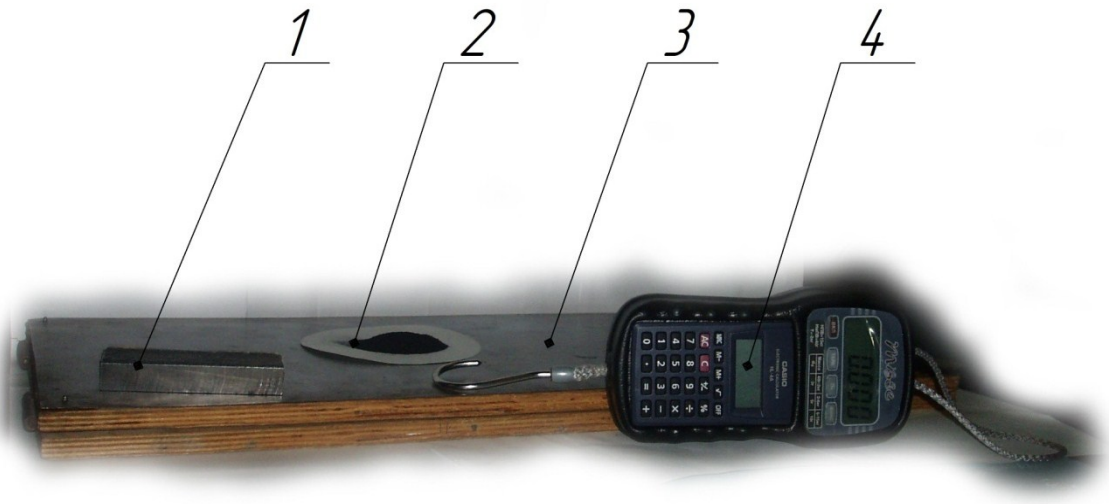


Рис. 3.3. Лабораторна установка по визначенню сили тертя

1-3 - випробувальні поверхні тертя; 2 - вугільний порошок; 4 - ваги електронні підвісні ВНТ-15-2/5/10

3.3 Визначення величини витоків палива через зазор в спряженні плунжер-втулка

У зв'язку з тим, що такі параметри біодизельного палива як: кінематична в'язкість і щільність, відрізняються від дизельного палива, була зроблена спроба визначення їх впливу на величину витоків через зазор в спряженні плунжер-втулка.

3.3.1 Методика визначення величини витоків палива через зазор в спряженні плунжер-втулка. З метою встановлення залежності між кількістю витоків палива через зазор в сполученні плунжер-втулка і вмістом

біодизельного палива в суміші був модернізований стенд для випробування і регулювання паливної апаратури марки КІ-22205-01. Загальний вигляд модернізованого стенду представлений на рис. 3.4.

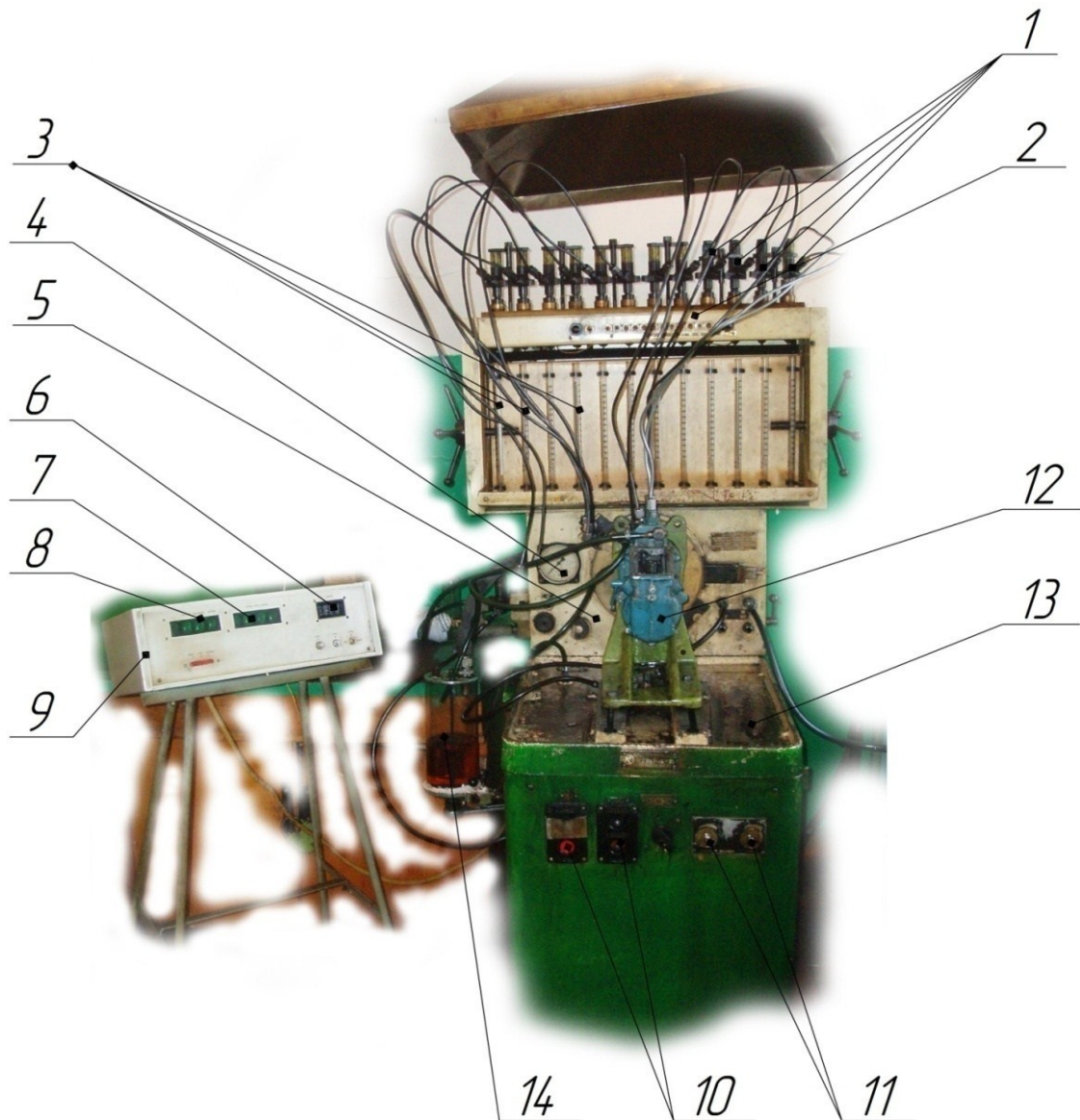


Рис 3.4. Модернізований контрольно-вимірювальний стенд для випробування і регулювання паливної апаратури марки КІ-22205-01

1 - еталонні форсунки; 2 - панель керування; 3 - мірні мензурки; 4 - манометр низького тиску; 5 - передня панель; 6 - перемикач набору кількості циклів; 7 - електронне табло кількості циклів; 8 - електронне табло частоти обертання валу ПНВТ; 9 - передня панель електронного блоку; 10 - кнопкові станції; 11 - маховичок; 12 - випробуваний серійний насос УТН-5; 13 - стіл з направляючими; 14 - ємність з різними зразками палива

Витоки палива визначалася при пускових обертах, хв^{-1} .

За даними [5], витік палива ($\text{м}^3/\text{с}$) визначається за формулою:

$$Q_{ym} = 0,01 \cdot Q, \quad (3.8)$$

де Q - витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (3.9)$$

де V - об'ємна циклова подача палива, м^3 ;

t - час подачі, с.

Результати експериментів по визначенню залежності величини витоків палива через зазор в спряжені плунжер-втулка від вмісту біодизельного палива були апроксимовані кривою другого порядку виду $\hat{Q} = a \cdot w^2 + b \cdot w + c$. Для знаходження коефіцієнтів, був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться шляхом рішення системи рівнянь (2.36). Похибка апроксимації визначалася за виразом (2.37).

3.4 Прискорені випробування на зношування

На третьому етапі експериментальних досліджень перевірявся вплив вмісту біодизельного палива в зразках, на технічний стан прецизійних деталей паливної апаратури, зокрема, плунжерних пар. Для цього були проведені прискорені випробування на зношування ТНВД марки УТН-5 на модернізованому стенді марки КІ-921М для випробування і регулювання паливної апаратури. Під час прискорених випробуваннях на зношування відтворюються умови експлуатації, причому швидкість зношування підвищують посиленням режиму роботи. Останнє дозволяє скоротити час проведення експерименту і отримати достовірні результати.

3.4.1 Методика проведення прискорених випробувань на зношування. Методика проведення прискорених випробувань ПНВД

тракторних і комбайнових дизелів на надійність розроблена в ЦНІТИ і приведена в галузевому стандарті ГОСТ 23.1.364-81. Згідно з цим стандартом, такі випробування проводять з метою визначення ресурсу паливних насосів в зборі, а також їх окремих вузлів, агрегатів і деталей. Стандарт обов'язковий для підприємств-виробників паливної апаратури тракторних і комбайнових дизелів для систематичної вибіркової перевірки продукції, паливної апаратури що випускається [9, 11].

Згідно з методикою прискорених випробувань паливних насосів ЦНІТИ, інтенсифікація випробувань досягається за рахунок запилення палива, яке живить насосні секції, абразивом, концентрацією 0,0125 г/л палива, що живить паливопідкачувальний насос - 1 г/л, так само передбачається забруднення абразивом і масла в картері паливного насоса - 2 г/л. Додатково паливний насос піддається вібрації в вертикальній площині з частотою 50 Гц і перевантаженням 10·g.

В даному випадку таке ускладнення випробувань недоцільно, так як завданням є дослідження зносу тільки плунжерних пар паливного насоса. У зв'язку з цим була розроблена часткова методика, яка передбачає посилення режиму роботи насосної секції шляхом підвищенням концентрації абразиву в паливі до 0,0125 г/л.

На малюнку 3.5 показаний загальний вигляд стенда, модернізованого для проведення прискорених випробувань на зношування.

Перед випробуваннями проводилася перевірка гідравлічної щільності плунжерних пар, нагнітальних клапанів і розпилувачів, а також, відповідно до діючих технічних умов, проводилася регулювання ПНВТ УТН-5 [50, 124].

Для забезпечення однакових початкових умов випробування, паливний насос укомплектовуються прецизійними деталями та паливопроводами високого тиску однакової гідравлічної щільності і пропускної здатності.

Підібрані плунжерні пари, нагнітальні клапана, розпилувачі і паливопроводи високого тиску встановлювалися на певні секції паливного

насоса і протягом всього часу експерименту не переставлялися. На малюнках 3.6, 3.7, 3.8 показаний загальний вид обладнання для визначення гідравлічної щільності прецизійних деталей паливної апаратури.

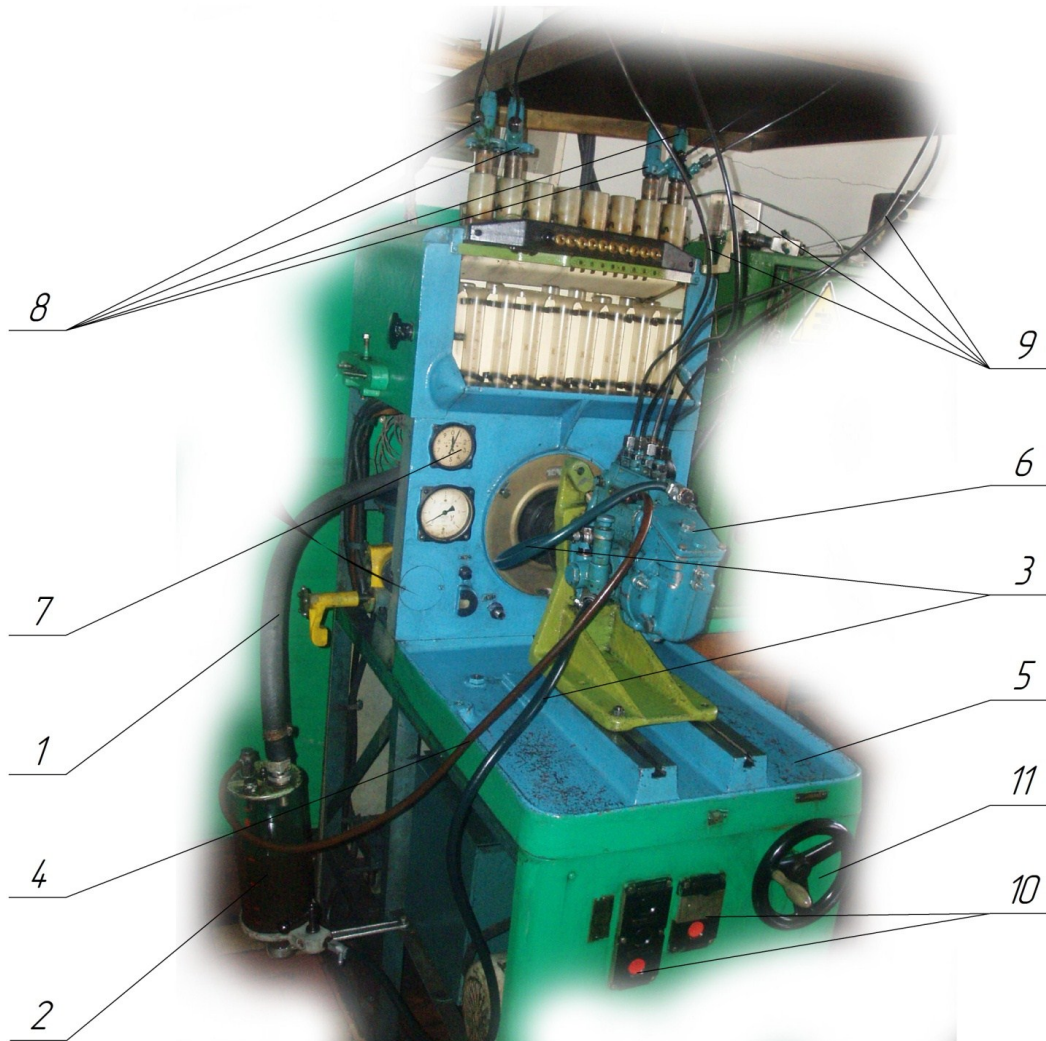


Рис. 3.5. Загальний вигляд стенда для прискорених випробувань на зношування:

1 - шланг зливу палива з ванни з мензурками стенду; 2 - ємність із забрудненим, тонким мікропорошком кварцу, паливом; 3 - трубопроводи подачі палива в порожнину живлення насоса; 4 - паливопровід відведення палива з живильної порожнини насоса; 5 - стенд для перевірки і регулювання паливної апаратури КІ-921М; 6 - випробувальний серійний насос УТН-5; 7 - тахометр стенду; 8 - форсунки; 9 - трубопроводи високого тиску; 10 - кнопкові станції; 11 - маховичок

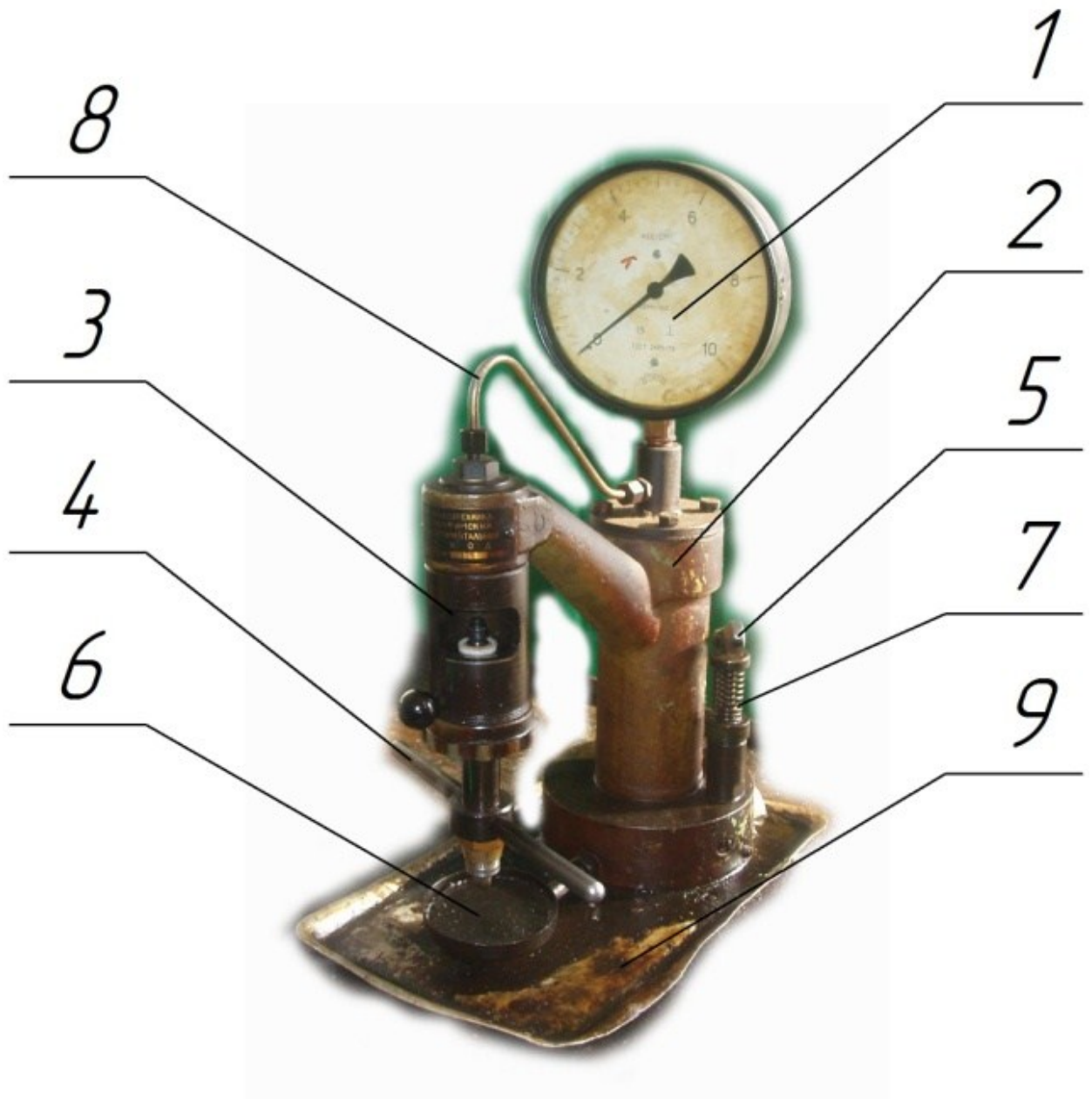


Рис. 3.6. Прилад КІ-1086 для випробування нагнітальних клапанів

1 - манометр; 2 - акумулятор; 3 - пристрій для кріплення нагнітального клапана; 4 і 5 - рукоятки; 6 - воронка; 7- підкачує насос; 8 - паливопровід; 9 - піддон

У зв'язку з тим, що більшу частину часу на основних сільськогосподарських операціях двигун трактора працює на номінальній частоті обертання з номінальним навантаженням, то під час випробування ТНВД постійно підтримувався його номінальний режим - частота обертання

валу насоса $n = 1100 \text{ хв}^{-1}$.

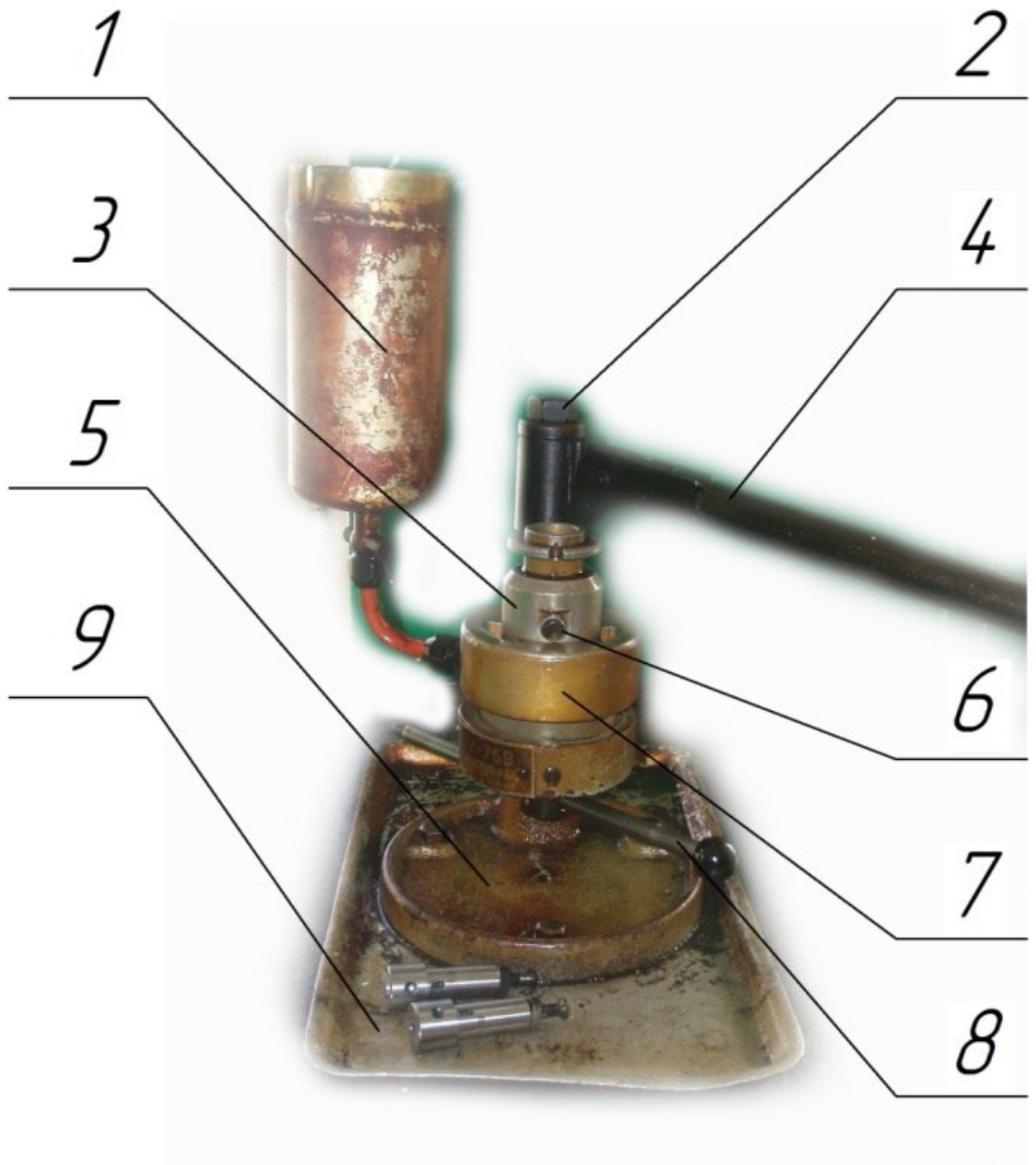


Рис. 3.7. Пристрій для перевірки гідравлічної щільності плунжерних пар, КІ-759

1 - паливний бак; 2 - гайка; 3 - установча головка; 4 - важіль;
5 - підставка; 6 - гвинт-фіксатор втулки плунжера; 7 - корпус; 8 - вороток
гвинта; 9 - піддон

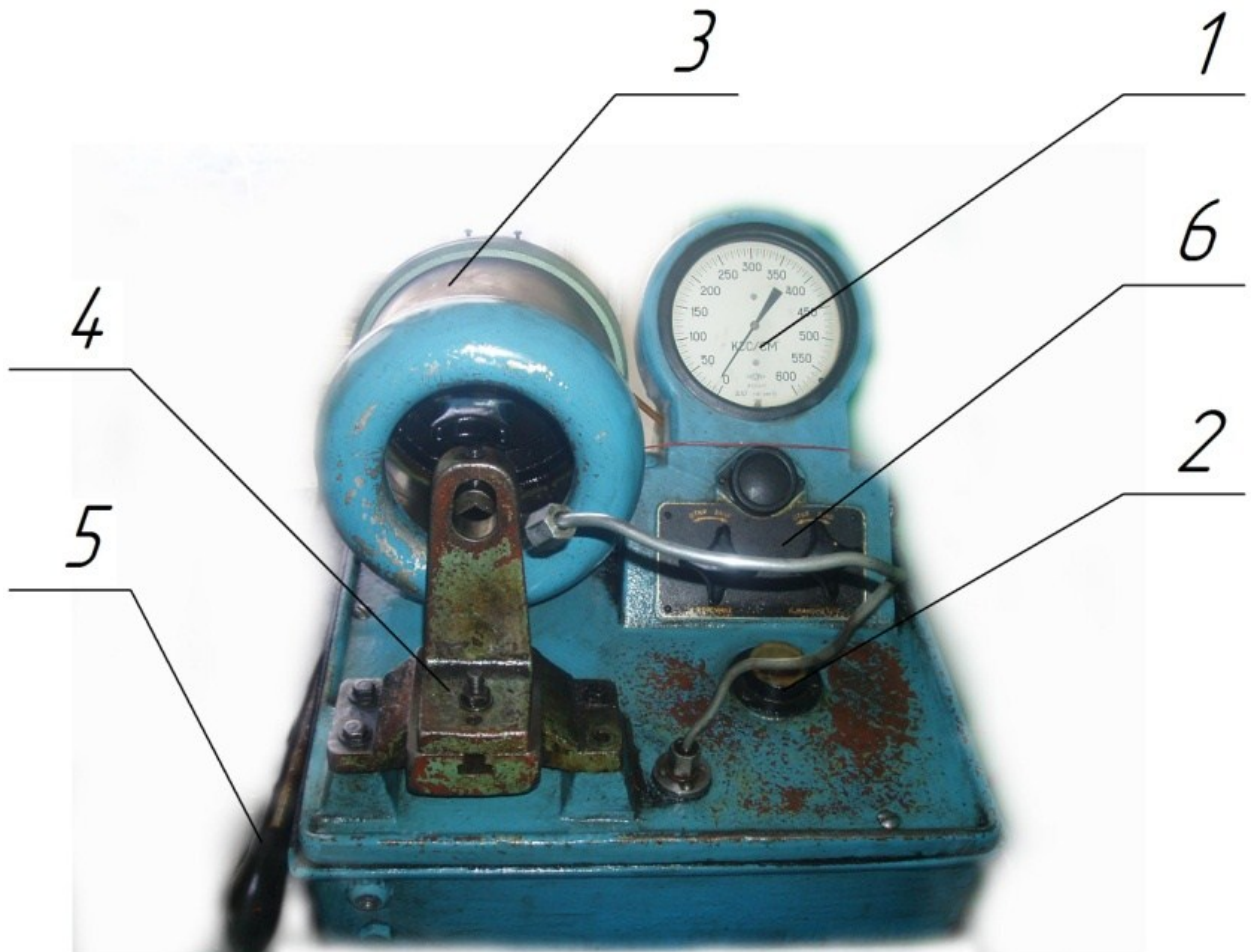


Рис. 3.8. Прилад для перевірки і випробування форсунок КІ-3333

1 - манометр; 2 - заливна горловина; 3 - камера впорскування;
 4 - пристрій для кріплення форсунки; 5 - рукоятка приводу насоса;
 6 - паливопровід

Загальна тривалість експерименту становила 60 год на кожному з п'яти зразків палива. При випробуваннях зразки палива забруднювались тонкими мікропорошками кварцу по ГОСТ 3647-80 зернистістю $3 - 14 \cdot 10^{-6}$ м до концентрації 0,0125 г/л. Необхідна зернистість була отримана шляхом з'єднання в однаковій масовій пропорції порошоків М5 ($3-5 \cdot 10^{-6}$ м), М7 ($5-7 \cdot 10^{-6}$ м), М10 ($7-10 \cdot 10^{-6}$ м) и М14 ($10-14 \cdot 10^{-6}$ м) [9]. Для збереження усієї кількості абразивних частинок, у використовуваному паливі, фільтри не були включені в схему стенда для прискорених випробувань на зношування.

Кількість палива для проведення випробувань вибиралося з

розрахунку, щоб за 10-ти годинний цикл все паливо пройшло через плунжерні пари 20-40 разів. Через кожні 10 годин роботи ємність із забрудненим паливом ретельно промивали і заправлялася свіжоприготовленою сумішшю абразиву і палива.

Всі випробування розбивалося на етапи тривалістю по 10 год. Після закінчення чергового етапу харчування насосів перемикалася на чисте дизельне паливо, і після 10-ти хвилинної промивання проводилася оцінка технічного стану плунжерних пар паливного насоса.

Зняття характеристик випробуваного паливного насоса при контрольних етапах проводилося на контрольно-вимірювальній стенді марки КІ-22205-01, представленому на малюнку 3.4.

3.4.2 Методика обробки результатів прискорених випробувань на зношення. Для визначення геометричного зносу плунжерній пари (10^{-6} м), у другому розділі даної роботи отримана теоретична формула (2.34). Після проведення прискорених випробувань на зношування, вимір геометричного зносу плунжерних пар паливного насоса викликає деякі труднощі через те, що потрібні вимірювальні прилади досить високої точності, необхідні для виміру геометричних параметрів зносу. Внаслідок чого, ступінь зносу плунжерних пар визначають за непрямыми ознаками, до яких можна віднести:

- показники гідравлічної щільності плунжерних пар;
- експлуатаційні показники паливної апаратури.

Згідно з прийнятою методикою проведення прискорених випробувань на зношування протягом всього періоду випробувань паливний насос піддавався розбиранню і плунжерні пари не витягувалися, так як це може призвести до порушення початкових регулювань. До того ж статистичні умови випробування відрізняються від дійсного характеру роботи плунжерної пари. У зв'язку з цим, технічний стан плунжерних пар

оцінювався динамічним способом, на непрямих вимірах зазорів, який базується на експлуатаційних показниках паливної апаратури. Цей спосіб дозволяє за максимальною цикловою подачею палива на пусковий частоті обертання кулачкового вала насоса визначати технічний стан і прогнозувати залишковий ресурс плунжерних пар паливного насоса. Така оцінка застосовується на практиці при ремонті паливної апаратури з метою вибракування плунжерних пар, технічний стан яких не відповідає заданим параметрам. Процес зносу контролювався через певні інтервали часу (через кожні 10 год), протягом усього експерименту, при цьому використовувалися еталонні форсунки.

Циклова подача палива i -ою насосною секцією ТНВД, ($\text{м}^3/\text{цикл}$) [125]:

$$q_{i.u} = \frac{V_i}{j} \cdot 10^9, \quad (3.10)$$

де V_i – об'єм палива, що подається i -ою насосною секцією ПНВД, м^3 ;

j - число циклів.

Після закінчення експериментальних досліджень, отримані результати зміни циклової подачі на пусковий і номінальній частоті обертання, в залежності від використовуваного виду палива, були апроксимовані кривою другого порядку виду $\hat{q} = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$. Для знаходження коефіцієнтів a , b , c , був використаний метод найменших квадратів, згідно з яким коефіцієнти знаходяться шляхом рішення системи рівнянь (2.36). Похибка апроксимації визначалася за виразом (2.37).

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Відповідно до програми експериментальних досліджень були отримані наступні результати:

- визначені закономірності зміни кінематичної в'язкості і щільності зразків палива від температури і вмісту біодизельного палива;
- визначено коефіцієнт тертя досліджуваних зразків, в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші;
- визначено вплив вмісту біодизельного палива в суміші на величину витоків в сполученні плунжер-втулка;
- отримані результати прискорених випробувань ТНВД марки УТН-5 на зношення на всіх зразках палива;

4.1 Результати визначення кінематичної в'язкості і густини зразків палива

4.1.1 Зміна кінематичної в'язкості і густини зразків палива від вмісту біодизельного палива. На малюнку 4.1 представлена графічна залежність зміни кінематичної в'язкості від вмісту біодизельного палива, при температурі 20 °С. З графіка видно, що з ростом вмісту біодизельного палива відбувається збільшення в'язкості дизельного сумішевого палива. Аналіз розташування експериментальних точок показує, що зростання в'язкості відбувається за лінійним законом. Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%. При утриманні 25 і 50% відбувається збільшення в'язкості на 20%, і досягає 40%. При подальшому зростанні вмісту біодизельного палива - 75 і 100%, в'язкість зростає на 10%, відповідно і досягає 59% відносно в'язкості дизельного палива.

На рис 4.2 представлена графічна залежність зміни густини від вмісту біодизельного палива, при температурі 20 °С. З графіка так само видно, що з

ростом вмісту біодизельного палива відбувається збільшення густини дизельного сумішевого палива. Аналіз розташування експериментальних точок показує, що зростання густини відбувається за лінійним законом. Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%. З отриманої залежності видно, що при збільшенні вмісту біодизельного палива на кожні 25% відбувається зростання щільності на 1,4% відповідно.

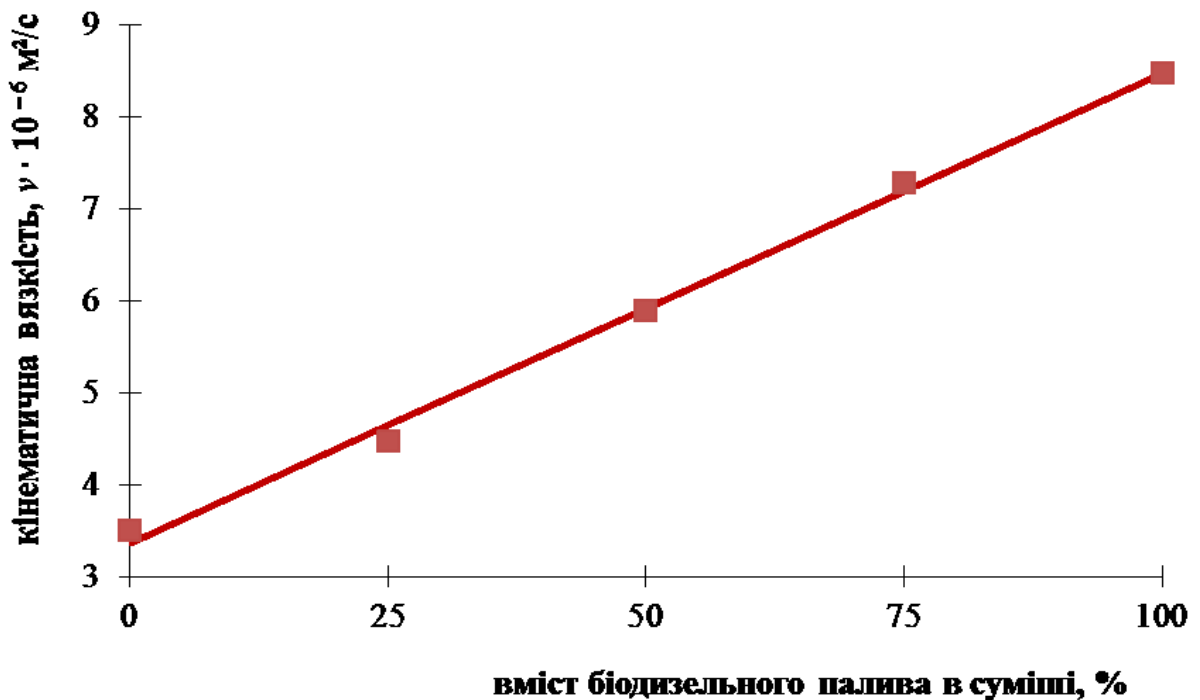


Рис 4.1. Залежність кінематичної в'язкості від вмісту біодизельного палива

4.1.2 Зміна кінематичної в'язкості і густини зразків палива від температури. Відповідно до прийнятої в третьому розділі методики, були визначені залежності зміни фізико-механічних властивостей досліджуваних зразків палива від температури. Дані представлені на малюнках 4.3, 4.4. При збільшенні температури відбувається поступове зменшення значень кінематичної в'язкості і густини досліджуваних зразків палива. Зміна густини відбувається за лінійним законом (рис. 4.3). Так, густина всіх досліджуваних палив зменшується на 4,5-5%, досягнувши температури 80°C. Збільшення

вмісту біодизельного палива на 25% призводить до підвищення густини на 1,3 - 1,5%.

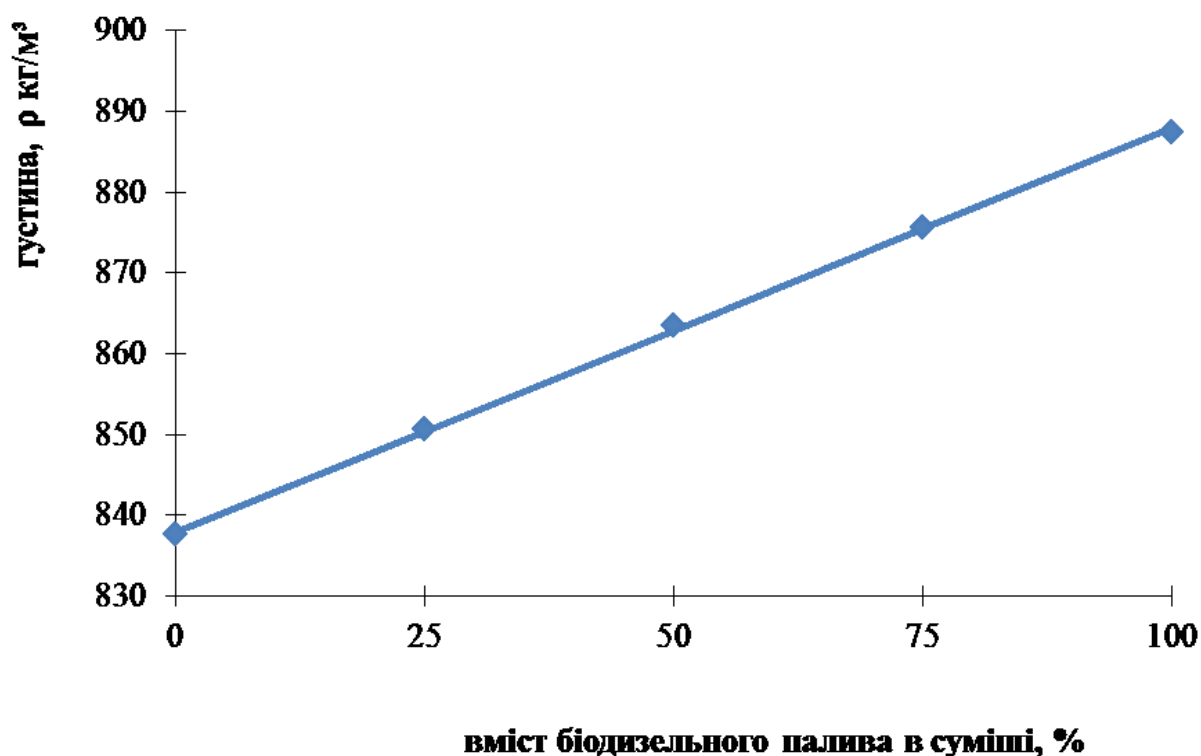


Рис. 4.2. Залежність густини від вмісту біодизельного палива

Зміна кінематичної в'язкості, представлена на рис. 4.4, перебуває в більш складній залежності і описується рівнянням кривої другого порядку. Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%. Так кінематична в'язкість біодизельного палива (БД) при 20°C відрізняється від дизельного палива (ДЛ) на 59%, при підвищенні температури різниця між досліджуваними зразками зменшується і при 80 °C становить вже 44%.

Характер зміни інших досліджуваних зразків (БД-75, БД-50 і БД-25) узгоджується з розглянутими вище, з поступовим наближенням параметрів до дизельного палива, при зменшенні вмісту біодизельного палива в суміші і збільшенні температури. Експериментальні дані представлені в додатках А, Б.

Однорідність дисперсій паралельних дослідів випробувань визначали за критерієм Кохрена [126]. Отримані за формулою (3.14) значення даного

критерію для густини та кінематичної в'язкості не перевищують табличного значення $G_T = 0,4069$, отже, дисперсії паралельних дослідів однорідні.

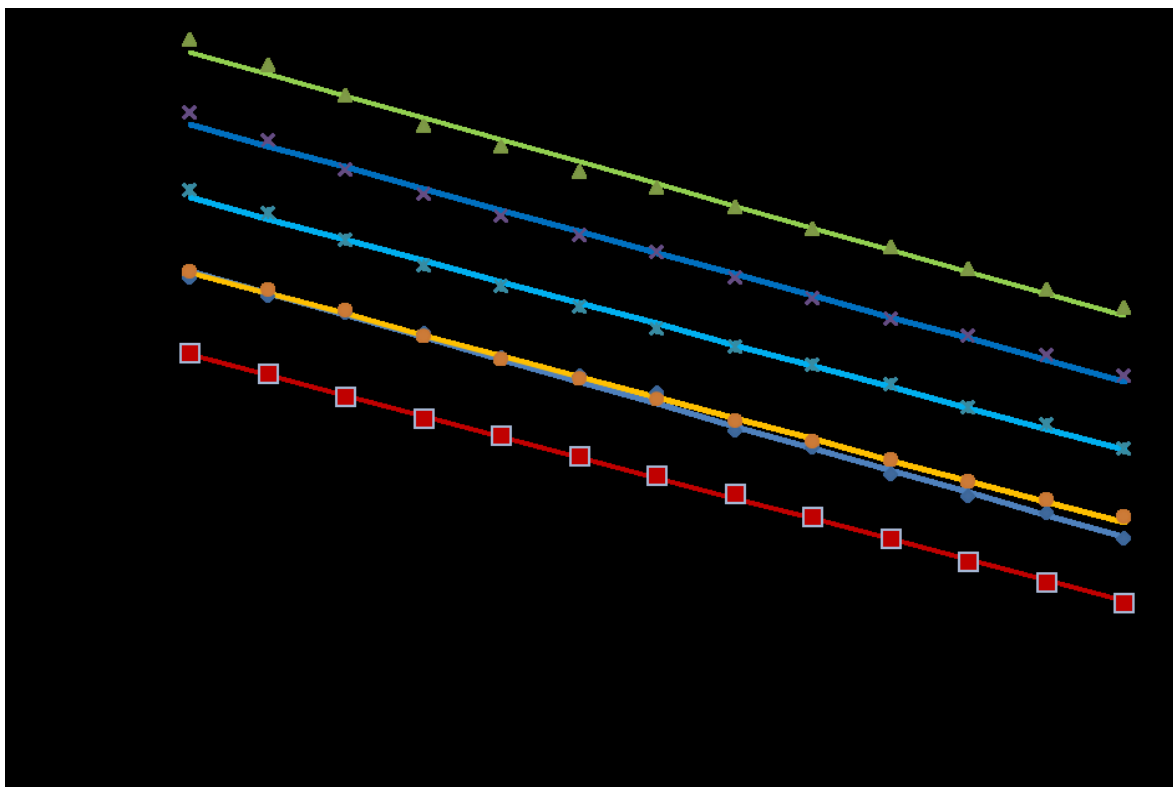


Рис. 4.3. Залежність густини палива від температури

- ◆ ДЛ (паливо дизельне літнє);
- ▲ БД (біодизельне паливо);
- × БД75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)
- ✱ БД50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)
- БД25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)
- ДЛ-2 (паливо дизельне літнє, що було компонентом для приготування сумішевого палива)

Відповідно до ГОСТ 305-82 - «Паливо дизельне» [52], кінематична в'язкість дизельного палива повинна знаходитися в межах $3,0-6,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $20 \text{ }^\circ\text{C}$, густина не повинна перевищувати $860 \text{ кг}/\text{м}^3$ при $20 \text{ }^\circ\text{C}$. За цими двома критеріями, що визначає процеси подачі палива, випаровування, сумішоутворення і згоряння палива, підходять досліджувані зразки з вмістом

біодизельного палива 25 і 50%. Паливо з вмістом 75 і 100% біодизеля має підвищену кінематичну в'язкість, на 17,6 і 29% відповідно. Густина цих зразків палива також вище на 1,7 і 3% відповідно. Беручи до уваги той факт, що при підвищенні температури різниця цих показників між досліджуваними зразками зменшується, можна зробити висновок про те, що експлуатація дизельного двигуна на дизельному сумішевих та біодизельному паливі можлива, без його переобладнання і втручання в його системи.

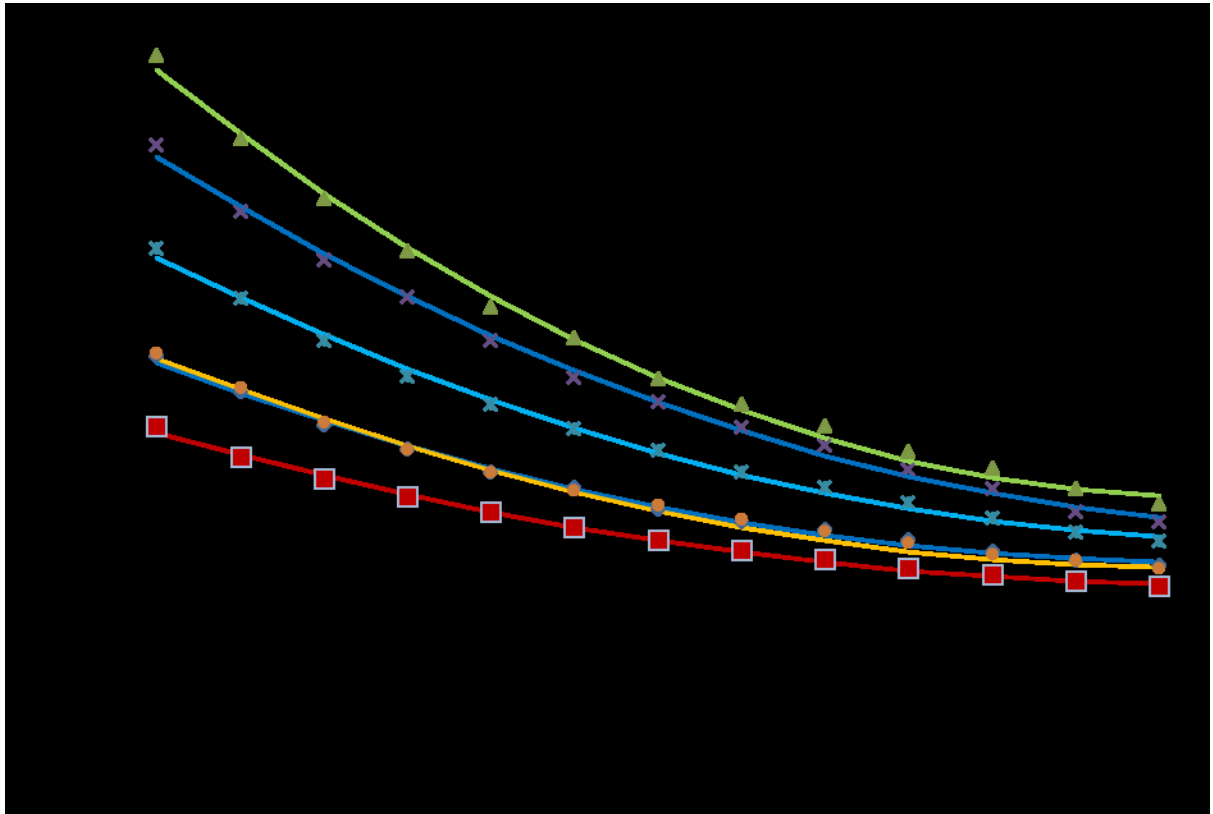


Рис. 4.4. Залежність кінематичної в'язкості від температури

- ◆ ДЛ (паливо дизельне літнє);
- ▲ БД (біодизельне паливо);
- × БД75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)
- * БД50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)
- БД25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)
- ДЛ-2 (паливо дизельне літнє, що було компонентом для приготування сумішевого палива)

4.2 Результати визначення коефіцієнта тертя досліджуваних зразків, в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші

З метою підтвердження прийнятої гіпотези про те, що ПАР, що містяться в біодизельному паливі, утворюють на поверхнях деталей захисний шар, який знижує знос і підвищує довговічність плунжерних пар, було виміряно коефіцієнт тертя в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші. Результати визначення коефіцієнта тертя представлені на рис. 4.5.

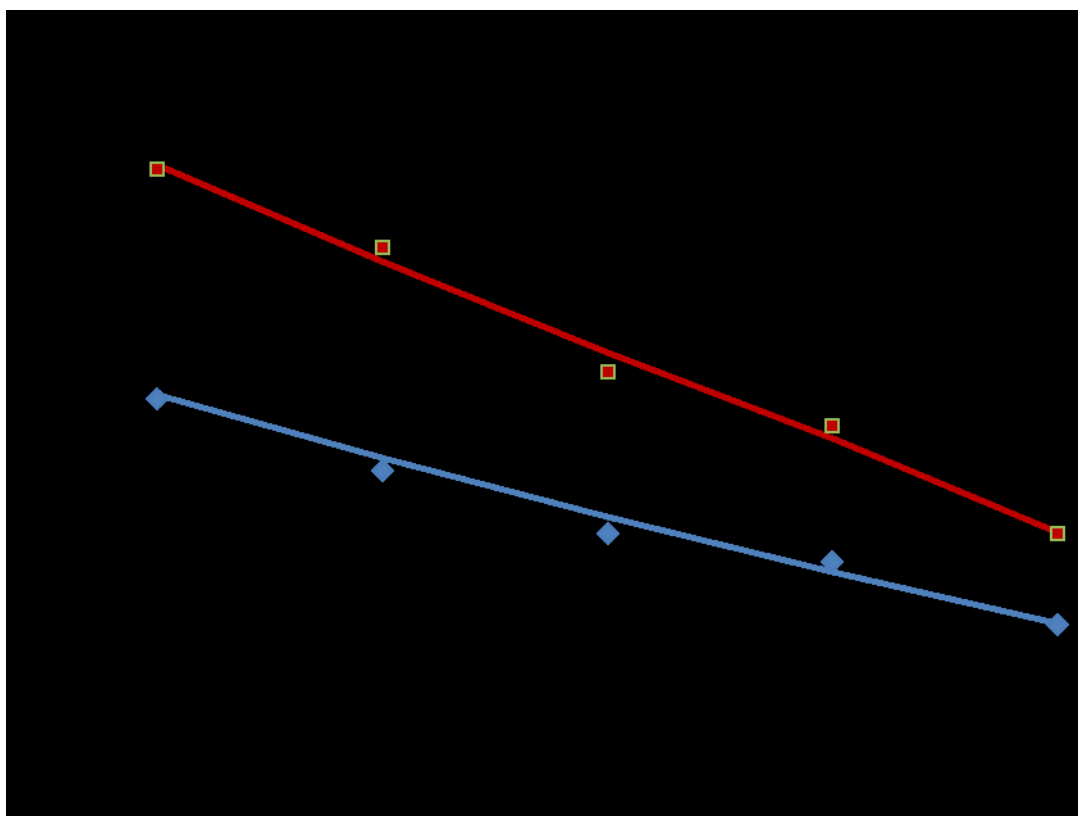


Рис. 4.5. Зміна коефіцієнту тертя в залежності від вмісту біодизельного палива

- ◆ коефіцієнт тертя за відсутності абразиву
- коефіцієнт тертя в присутності абразиву

З представленого графіка видно, що зі збільшенням вмісту біодизельного палива відбувається зниження коефіцієнта тертя і як наслідок, поліпшення змащувальної здатності палива. Зміна коефіцієнта тертя

описується рівнянням кривої другого порядку. Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%. Так, при використанні 100% біодизельного палива, коефіцієнт тертя зменшується на 11%. Якщо брати результати, отримані при додаванні абразиву, то коефіцієнт тертя зменшився на 15%, в порівнянні з дизельним паливом, це свідчить про те, що молекули адсорбуються не тільки на тертьових поверхнях деталей, а й на абразивних частинках, тим самим зменшуючи їх ріжучу здатність. Все це позитивно позначається на процесах тертя, що відбуваються в спряженні плунжер-втулка. Експериментальні дані представлені в додатку В.

В роботі [103] описується наступний процес зміни коефіцієнта тертя, в залежності від концентрації ПАР, точніше, від їх орієнтації на поверхнях тертя. Найбільший коефіцієнт тертя має місце на поверхнях, вільних від адсорбованих молекул. У міру заповнення поверхні молекулами ПАР, тертя між твердими тілами падає і стає мінімальним, коли молекули щільно упаковані в лежачому положенні на поверхні тертя. При подальшому збільшенні концентрації ПАР частина молекул піднімається, а частина продовжує лежати на поверхнях тертя. В цьому випадку тертя між тілами збільшується. При подальшому збільшенні концентрації молекул вони шикуються щільно вертикально, і коефіцієнт тертя знову знижується до мінімуму.

Зіставивши ці дані і результати проведених експериментів, за визначенням коефіцієнта тертя, можна припустити наступну орієнтацію захисного шару на поверхнях сполучення плунжер-втулка (Рис. 4.6, 4.7, 4.8, 4.9).

Однорідність дисперсій паралельних дослідів випробувань визначали за критерієм Кохрена [126]. Отримані за формулою (3.14) значення даного критерію для коефіцієнта тертя не перевищують табличного значення $G_{\tau} = 0,7885$, отже, дисперсії паралельних дослідів однорідні.

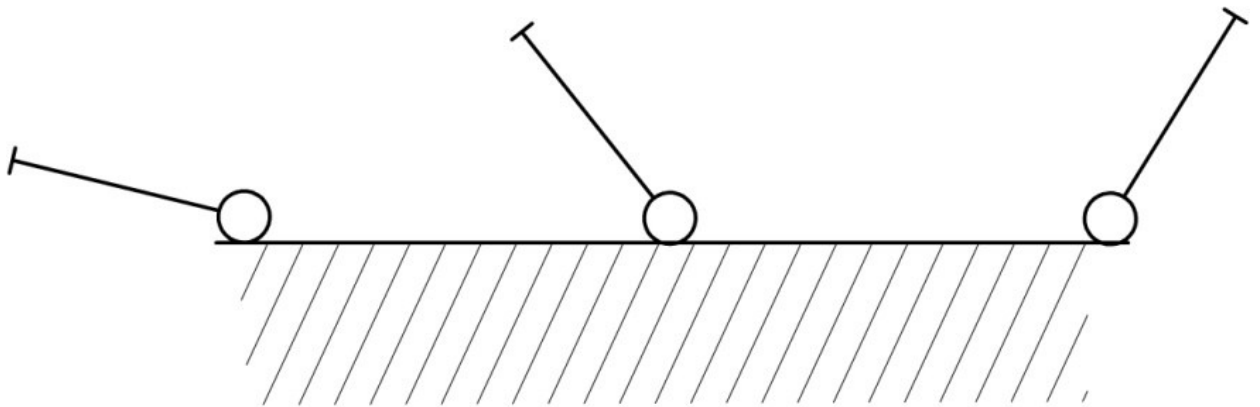


Рис 4.6 - Орієнтація молекул на поверхні тертя при використанні ДЛ (дизельне паливо)

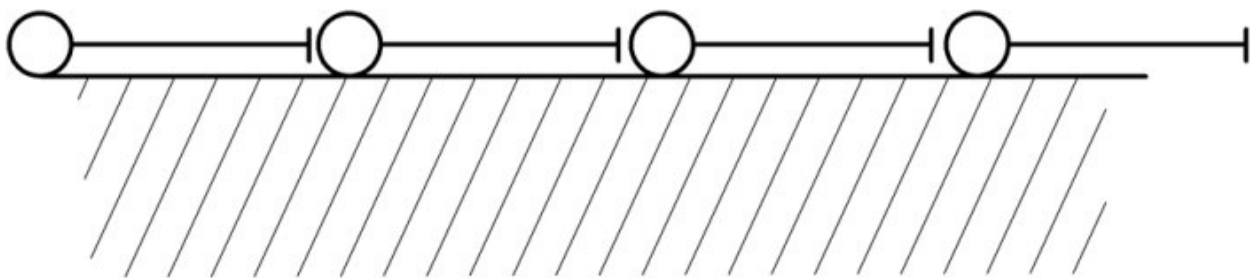


Рис 4.7 - Орієнтація молекул на поверхні тертя, при використанні БД-25 (дизельне сумішне паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)

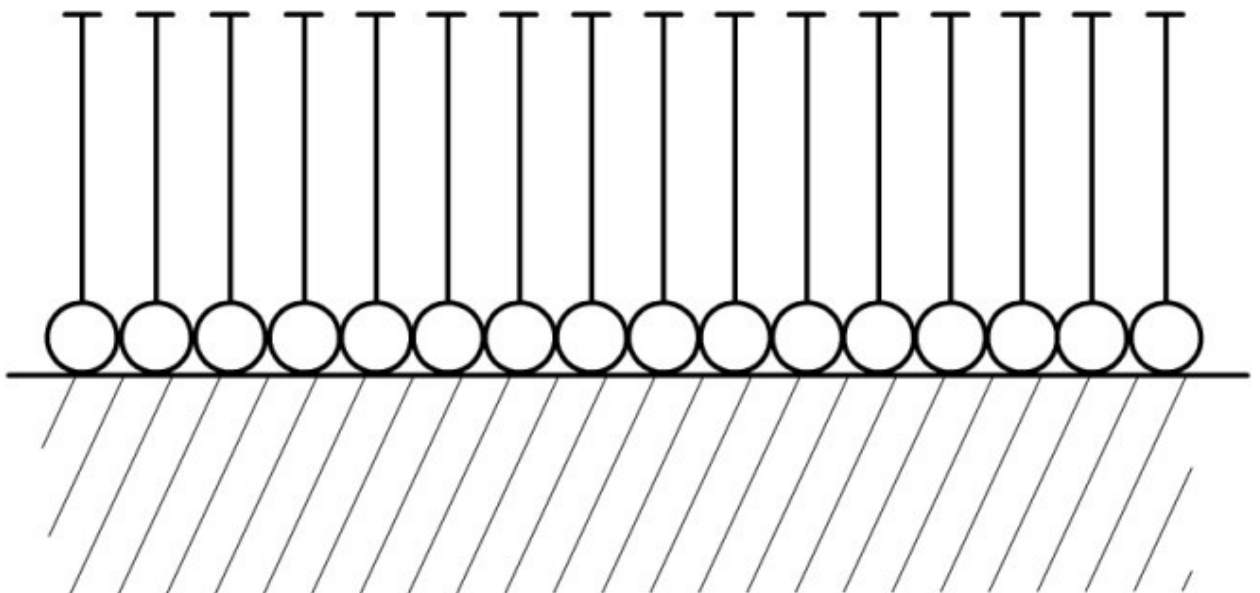


Рис 4.8 - Орієнтація молекул на поверхні тертя, при використанні БД-50, БД-75 (дизельне сумішне паливо, що складається з 50 і 75% ДЛ відповідно)

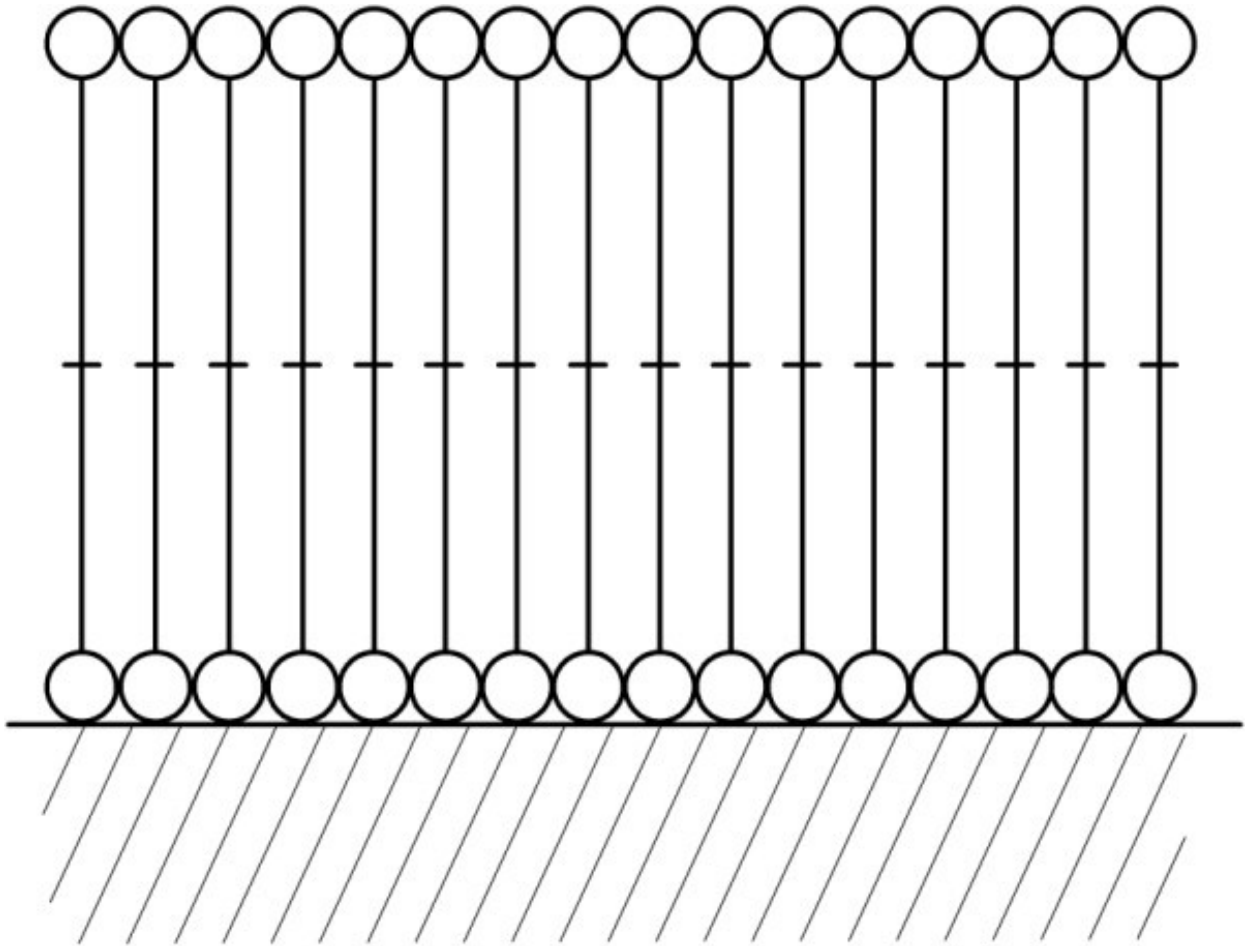


Рис. 4.9. Орієнтація молекул на поверхні тертя при використанні БД (біодизельне паливо)

4.3 Результати визначення величини витоків палива в сполученні плунжер-втулка

Від величини витоків палива в зазорі сполучення плунжер-втулка залежать як параметри подачі палива (циклова подача палива), так і техніко-економічні показники двигуна. В свою чергу, величина витоків буде залежати від фізико-механічних властивостей використовуваного палива.

На рис 4.10 представлена графічно залежність між величиною витоків і вмістом біодизельного палива, дані представлені в додатку Д. Аналіз представлених даних показує, що зі збільшенням вмісту біодизельного палива відбувається зниження величини витоків. Так при використанні 100%

біодизельного палива, величина витоків скорочується на 7,3%.

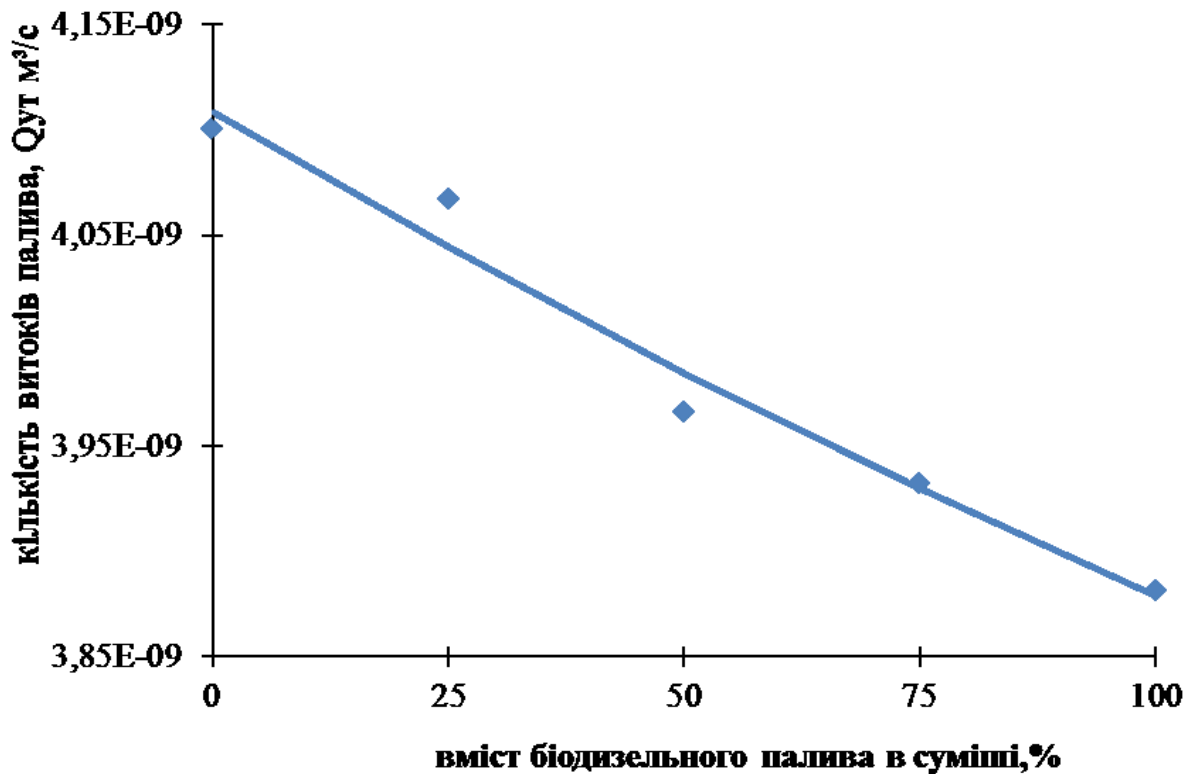


Рис 4.10. Залежність величини витоків палива в спряженні плунжер-втулка від вмісту біодизельного палива в суміші

4.4 Результати прискорених випробувань ТНВД марки УТН-5 на зношення

Проведення порівняльних випробувань передбачало дослідження впливу кожного з п'яти зразків палива на технічний стан плунжерних пар. Для отримання даних про зміну параметрів подачі паливного насоса і контролю над станом його прецизійних деталей, через кожні 10 год експерименту, контролювалася подача палива на номінальному і пусковому режимі роботи.

4.4.1 Аналіз отриманих даних циклової подачі палива. Дані зміни циклової подачі палива, в залежності від використовуваного виду палива,

представлені на малюнках 4.11, 4.12.

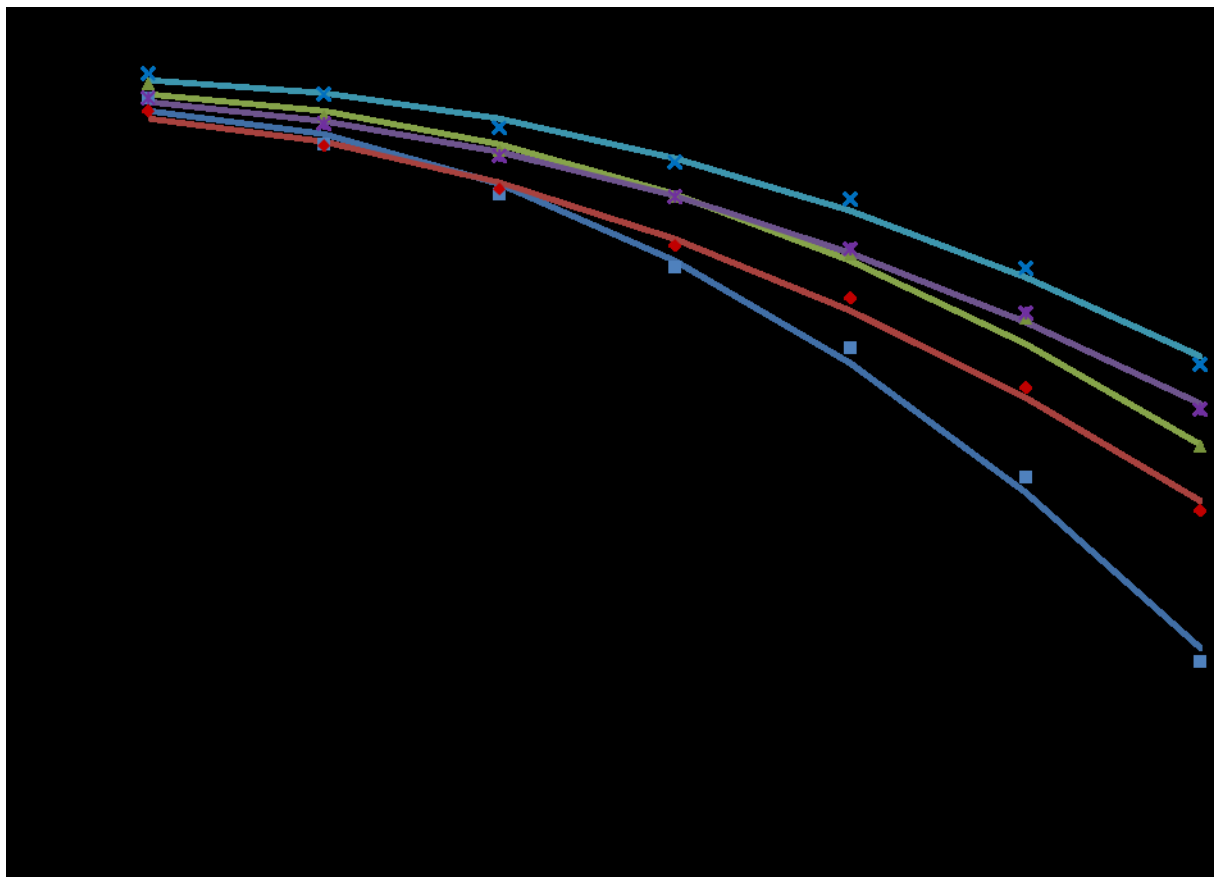


Рис. 4.11. Зміна циклової подачі палива на пусковому режимі

- ДЛ (паливо дизельне літнє);
- ◆ БД25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД);
- ▲ БД50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД);
- * БД75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД);
- × БД (біодизельне паливо).

Для аналізу отриманих даних скористаємося коефіцієнтом стабільності (λ) і відносної інтенсивністю зміни циклової подачі палива (W). Експериментальні дані представлені в додатках Ж, З.

Коефіцієнт стабільності, запропонований в ЦНИТИ, є найбільш прийнятним показником зниження гідравлічної щільності, який показує зменшення середньої (по секціях) циклової подачі палива на пусковій частоті обертання щодо її початкової величини.

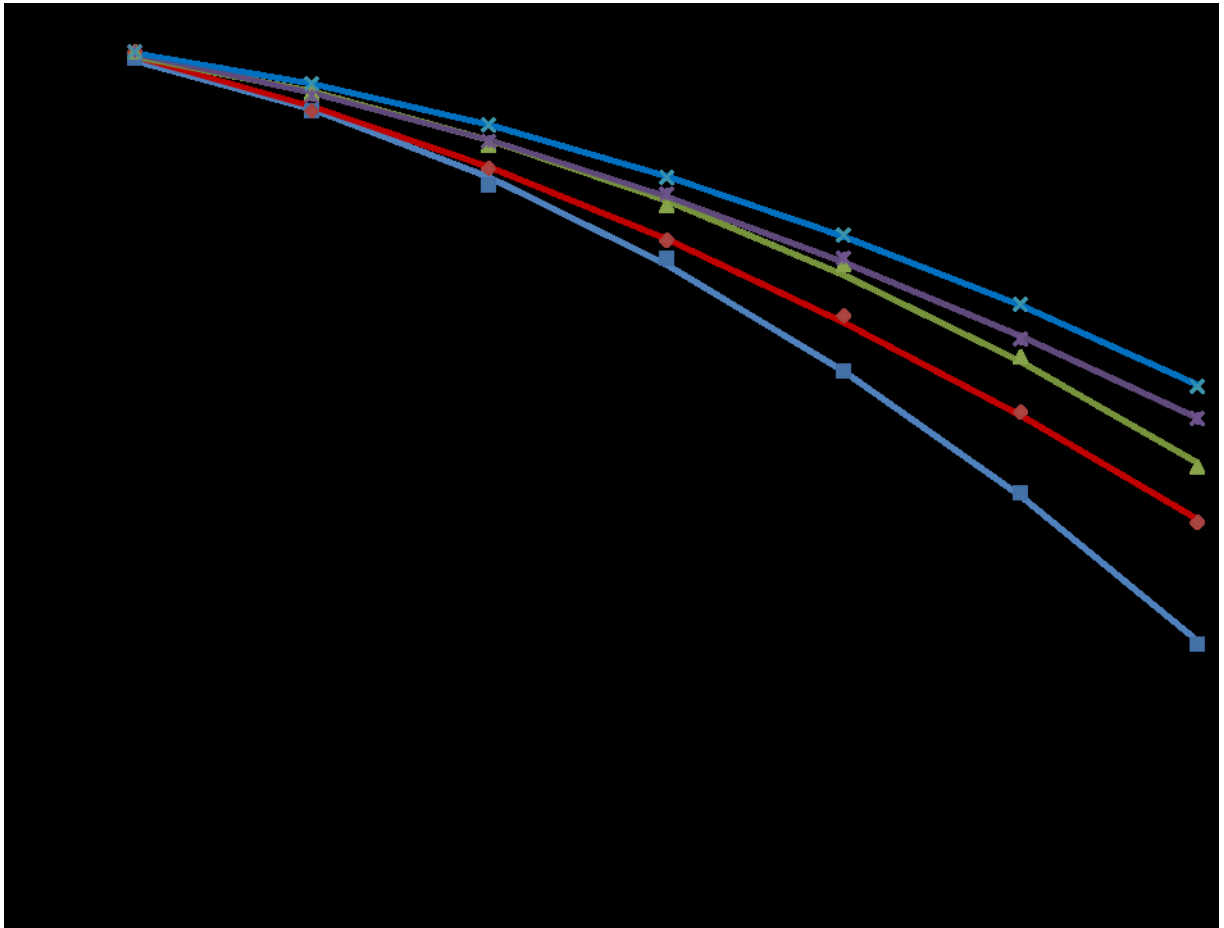


Рис. 4.12. Зміна циклової подачі палива на номінальному режимі

- ДЛ (паливо дизельне літнє);
- ◆ БД25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД);
- ▲ БД50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД);
- ✱ БД75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД);
- × БД (біодизельне паливо).

Коефіцієнт стабільності визначається за виразом [4]:

$$\lambda = \frac{q_{ц.сп.}}{q_{о.сп.}}, \quad (4.1)$$

де $q_{ц.сп.}$ – середня (по секціям) циклова подача палива на пусківій частоті обертання вала насоса, м³/цикл;

$q_{о.сп.}$ – середня (по секціям) початкова циклова подача палива на пусковій

частоті обертання вала насоса, при $\tau = 0$, м³/цикл.

Для номінального режиму роботи ТНВД скористаємося відносною інтенсивністю зміни циклової подачі палива:

$$W = \frac{\Delta q_{ц.ср.}}{q_{о.ср.} \cdot \tau}, \quad (4.2)$$

де $\Delta q_{ц.ср.}$ - зміна середньої (по секціям) подачі на номінальному режимі, м³/цикл;

$q_{о.ср.}$ – середня (по секціям) початкова циклова подача на номінальному режимі, при $\tau = 0$, м³/цикл;

τ - тривалість випробування (60 ч).

Результати обробки експериментальних даних представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.

Результати обробки експериментальних даних

Назва показника	Паливо, що використовувалось				
	ДЛ	БД-25	БД-50	БД-75	БД-100
Коефіцієнт стабільності, λ	0,484	0,631	0,673	0,715	0,741
Відносна інтенсивність зміни циклової подачі палива, W (с ⁻¹)	$0,390 \cdot 10^{-4}$	$0,313 \cdot 10^{-4}$	$0,276 \cdot 10^{-4}$	$0,243 \cdot 10^{-4}$	$0,222 \cdot 10^{-4}$

За отриманими даними можна говорити про те, що з поступовим збільшенням вмісту біодизельного палива в суміші - 25, 50, 75 і 100% відбувається збільшення коефіцієнта стабільності на 23, 28, 32 і 35% відповідно, що свідчить про підвищення гідравлічної щільності плунжерних пар. Зменшення відносної інтенсивності зміни циклової подачі палива на номінальному режимі на 20, 29, 38 і 43%, так само свідчить про поліпшення технічного стану плунжерних пар паливного насоса.

Для виключення впливу кінематичної в'язкості і густини палива на

результати випробувань, і підтвердження гіпотези про утворення захисного шару на поверхнях деталей плунжерної пари, зразки - ДЛ і БД-25, мали однакову кінематичну в'язкість.

Однорідність дисперсій паралельних дослідів випробувань визначали за критерієм Кохрена [126]. Отримані за формулою (3.14) значення даного критерію для циклової подачі палива на пусковий і номінальній частоті обертання не перевищують табличного значення $G_T = 0,4800$, отже, дисперсії паралельних дослідів однорідні.

4.4.2 Експериментальний ресурс плунжерної пари. Після закінчення експериментальних досліджень, отримані результати зміни циклової подачі на пусковий частоті обертання валу насоса, в залежності від використовуваного виду палива, були апроксимовані кривою другого порядку виду:

1) ДЛ (паливо дизельне літнє):

$$\hat{q} = -0,0247 \cdot t^2 - 0,2 \cdot t + 203,29; \quad (4.3)$$

2) БД25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)

$$\hat{q} = -0,0149 \cdot t^2 - 0,305 \cdot t + 201,83; \quad (4.4)$$

3) БД50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)

$$\hat{q} = -0,0146 \cdot t^2 - 0,193 \cdot t + 206,58 \quad (4.5)$$

4) БД75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)

$$\hat{q} = -0,0119 \cdot t^2 - 0,226 \cdot t + 204,79; \quad (4.6)$$

5) БД (біодизельне паливо);

$$\hat{q} = -0,0126 \cdot t^2 - 0,108 \cdot t + 208,99. \quad (4.7)$$

Похибка апроксимації кривих експериментальних даних не перевищує 5%. Подача палива на пускових оборотах дозволяє визначати технічний стан і прогнозувати залишковий ресурс плунжерних пар паливного насоса. Згідно з рекомендаціями, подача палива плунжерними парами ТНВД марки УТН-5 при 100 хв^{-1} , повинна бути не менше $14,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ [45].

Користуючись отриманими коефіцієнтами, розрахуємо ресурс плунжерній пари. Експериментальний ресурс плунжерної пари представлений в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Експериментальний ресурс плунжерної пари

Вид палива	ДЛ	БД-25	БД-50	БД-75	БД
Ресурс $T_{п.п.}$, год	4465	5230	5772	6183	6703

Отримані експериментальні дані показують, що при використанні біодизельного палива відбувається підвищення довговічності плунжерних пар паливної апаратури (рис. 4.13).

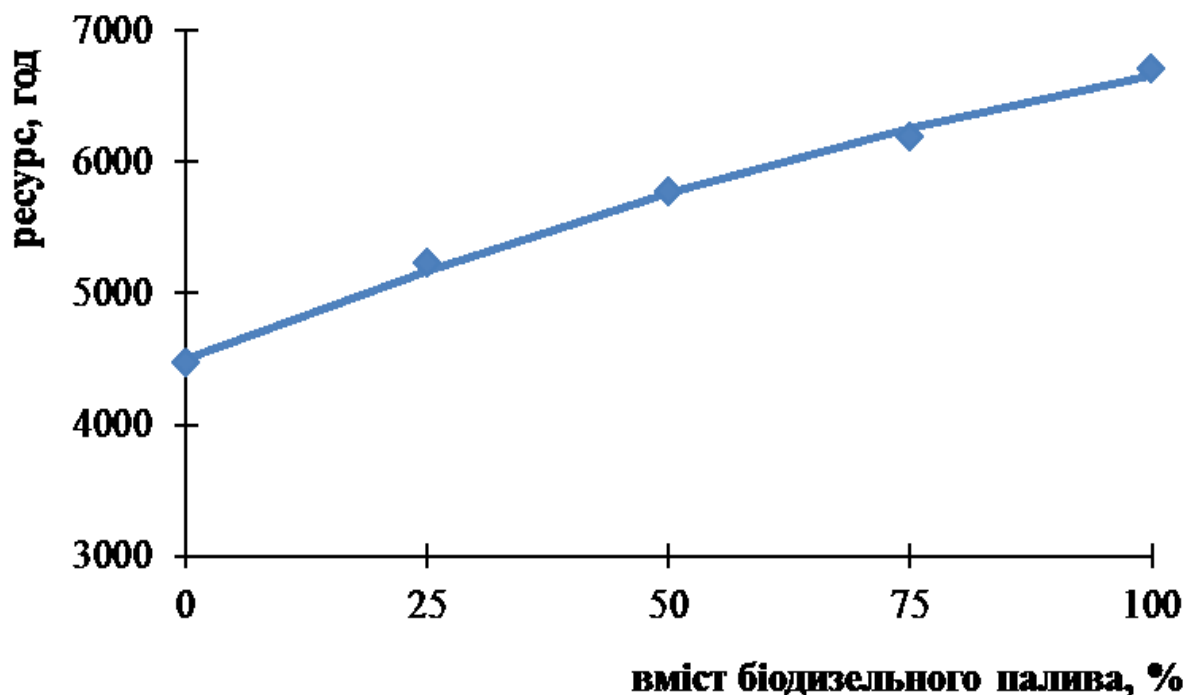


Рис. 4.13. Вплив біодизельного палива на ресурс плунжерної пари

Експериментальна залежність ресурсу від змісту біодизельного палива:

$$T_{П.П.(експ)}^{\Lambda} = -0,071 \cdot w^2 + 28,81 \cdot w + 4496. \quad (4.8)$$

4.4.3 Відповідність експериментальних і теоретичних результатів.

У другому розділі був теоретично розрахований ресурс плунжерної пари в залежності від використовуваного виду палива, після проведення експериментальних досліджень так само були отримані ці дані. У таблиці 4.3 і на рисунку 4.14 представлено порівняння теоретичних і експериментальних даних, що стосуються ресурсу плунжерних пар.

Таблиця 4.3

Ресурс плунжерної пари

Вид палива	ДЛ	БД-25	БД-50	БД-75	БД
Ресурс $T_{П.П.}$, год (експериментальні дані)	4465	5230	5772	6183	6703
Ресурс $T_{П.П.}$, год (теоретичні дані)	4598	5263	5893	6386	6916

Відхилення в одержані даних не перевищують 5%, це свідчить про досить точному теоретичному описі процесу зносу плунжерних пар ТНВД.

Таке зниження зносу, на наш погляд, відбувається тому, що молекули біодизельного палива мають дифільної будовою, тобто містять, як полярну групу, так і неполярний вуглеводневий радикал або, що відносить їх до класу поверхнево-активних речовин. ПАР здатні утворювати моно і полімолекулярні захисні шари при їх адсорбції на поверхні розділу фаз. Завдяки цьому, при роботі паливної апаратури на її прецизійних деталях утворюється захисний шар. При граничній мастилї зсувні деформації локалізуються в цьому шарі або в дуже тонкому поверхневому шарі металу, що охороняє нижележачие його шари від руйнування, а низька зсувна міцність захисних шарів при цьому забезпечує відносно малі втрати на тертя

[99, 104, 116]. Це сприяє підвищенню довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску тракторних дизельних двигунів.

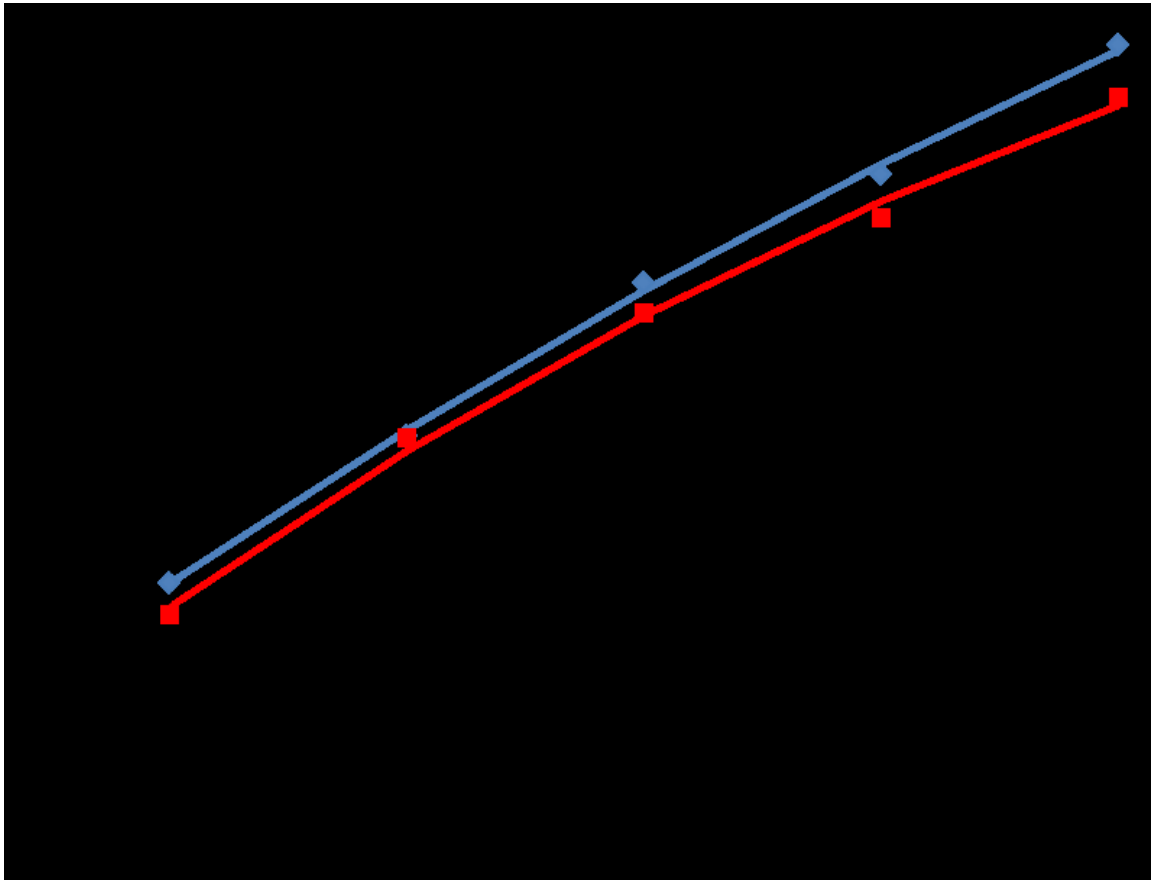


Рис 4.14. Відповідність експериментальних і теоретичних результатів

- ◆ теоретичні дані;
- експериментальні дані.

5. ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

Використання біодизельного палива дозволяє знижувати знос плунжерних пар, і як наслідок, збільшувати ресурс ТНВД. З іншого боку, однією з основних статей витрат сільськогосподарських підприємств є витрати на пально-мастильні матеріали (ПММ) і зокрема на дизельне паливо. За нашими розрахунками, при виробництві біодизельного палива безпосередньо на підприємствах агропромислового комплексу (АПК), його собівартість є нижчою за вартість дизельного палива. Все це говорить на користь того, що використання в якості палива, біодизельного палива дозволить скоротити витрати.

Виходячи з вищесказаного, річний ефект від застосування біодизельного палива E_r (грн.), Можна представити таким виразом:

$$E_r = \left(\frac{Z_1}{P_1} - \frac{Z_2}{P_2} \right) \cdot H^r, \quad (5.1)$$

де Z_1, Z_2 - затрати на експлуатацію трактора, грн.;

P_1, P_2 - ресурс плунжерної пари, год;

H^r - середньорічний наробіток, год.

За даними [127] середньорічний наробіток трактора МТЗ-82, дорівнює 1800 мото-годин на рік, а середньогодинної витрати палива становить 9,17 кг/год.

Якщо брати до уваги той факт, що при випробуваннях дизельного двигуна Д-240Л, було зафіксовано збільшення годинної витрати палива на 4 і 6%, отже, середньогодинну витрату палива на дизельному сумішевих (БД-50) і біодизельному паливі (БД) буде дорівнювати 9,54 і 9,72 кг/год відповідно. Звідси можна припустити збільшення витрати палива і при використанні дизельного сумішевого палива БД-25 і БД-75.

Витрати на експлуатацію трактора будуть складатися з наступних

складових:

$$Z = Z_p + Z_T, \quad (5.2)$$

де Z_p - затрати на ремонт ПНВТ, приймаємо рівними 5000 грн.;

Z_T - затрати на паливо, витрачене за ресурс плунжерної пари, грн./кг.

Витрати на дизельне паливо прийmemo 25,00 грн/кг, за його оптовою ціною.

Загальна кількість витрат, необхідних для виробництва 1000 кг біодизельного палива, розраховуємо за такою формулою:

$$Z_{\text{заг}} = Z_{\text{нас}} + Z_{\text{ПММ}} + Z_{\text{обр}} + Z_{\text{з.з.}} + Z_{\text{т.п.}} + A, \quad (5.3)$$

де $Z_{\text{нас}}$ - затрати на насіння, грн.;

$Z_{\text{ПММ}}$ - затрати на ПММ, грн.;

$Z_{\text{обр}}$ - затрати на обробку насіння, грн.;

$Z_{\text{з.з.}}$ - затрати на засоби захисту рослин, грн.;

$Z_{\text{т.п.}}$ - затрати на технологічний процес виробництва біодизельного палива, грн.;

A - амортизаційні відрахування, грн.

а) витрати на насіння:

норма висіву насіння ріпаку дорівнює 3 млн. зерен на га, або 14 кг / га.

Вартість ріпаку $C_{\text{нас}} = 14000$ грн./т. Для виробництва 1000 кг біодизельного палива, при середній врожайності 12-15 ц/га, ріпаком необхідно засіяти близько 3-х гектар землі. Отже, $Z_{\text{нас}} = 588$ грн.

б) витрати на ПММ:

для проведення механізованих робіт по вирощуванню ріпаку в перший рік буде потрібно використання мінерального дизельного палива. Після визначення робіт, необхідних для обробітку цієї культури, були підраховані витрати на обробіток ріпаку на 3-х гектарах.

Вартість ПММ визначається за формулою:

$$Z_{ГСМ} = Ц \cdot K, \quad (5.4)$$

де Ц – ціна одного літра палива, грн.;

К – кількість ПММ, л.

$$Z_{ПММ} = 25,00 \cdot 310 = 7750 \text{ грн.}$$

На обробку насіння, витрачається 600 грн./га, з огляду на те що для виробництва біодизельного палива необхідно обробити близько трьох га, то витрати складуть - $Z_{ОБР} = 1800$ грн.

Витрати на засоби захисту рослин - $Z_{з.з.} = 1900$ грн. [128].

Витрати на технологічний процес, складаються з витрат на виробництво олії, електроенергію і вартість каталізаторів, спиртів і витратного матеріалу грн.

Амортизаційні відрахування становлять 6% від загальних витрат:

$$A = \frac{(Z_{НАС} + Z_{ПММ} + Z_{ОБР} + Z_{з.з.} + Z_{Т.П.}) \cdot 6}{100}, \quad (5.5)$$

$$A = \frac{(588 + 7750 + 1800 + 1900 + 5500) \cdot 6}{100} = 1052,28 \text{ грн.}$$

Отже сума витрат на виробництво 1000 кг біодизельного палива склала:

$$Z_{ЗАГ} = 588 + 7750 + 1800 + 1900 + 5500 + 1052,28 = 18590,28 \text{ грн.}$$

Отже, собівартість 1 кг біодизельного палива складе 18 грн. 59 коп.

Річний економічний ефект від застосування біодизельного палива (грн.):

$$E_r = \left(\frac{5000 + 4465 \cdot (25,00 \cdot 9,17)}{4465} - \frac{5000 + 6703 \cdot (18,59 \cdot 9,72)}{6703} \right) \cdot 1800 = 83873 \text{ грн.}$$

Таким чином річний економічний ефект на один трактор складе 83873 руб.

У таблиці 5.1 наведені дані розрахунку річного економічного ефекту на один трактор марки МТЗ-82, в залежності від вмісту біодизельного палива в суміші.

Річний економічний ефект на один трактор

Вид палива	ДЛ	БД-25	БД-50	БД-75	БД
Ресурс плунжерної пари, год.	4465	5230	5772	6183	6703
Затрати на ремонт ПНВТ, грн.	5000				
Ціна 1 кг. палива, грн.	25,00	23,40	21,80	20,19	18,59
Середня витрата палива за одну годину трактором МТЗ-82, кг/год.	9,17	9,35	9,54	9,62	9,72
Средньорічний наробіток трактора МТЗ-82, мото-годин.	1800				
Затрати на експлуатацію трактора, грн./год.	175,4	173	170,8	166,6	162,3
Річний економічний ефект на один трактор, грн.	-	19123	38757	63600	83873

Річний економічний ефект на один трактор марки МТЗ-82 становить 19123, 38757, 63600, 83873 грн. при використанні палива, що містить 25, 50, 75 і 100% біодизельного палива відповідно.

ВИСНОВКИ

1. Отримано теоретична залежність (2.34), що характеризує закономірність впливу фізико-механічних властивостей використовуваного палива, таких як коефіцієнт тертя (f) і кінематична в'язкість (ν_T), на знос плунжерній пари паливного насоса високого тиску.

2. Експериментально отримані залежності (4.3; 4.4; 4.5; 4.6; 4.7), що характеризують закономірності зміни циклової подачі палива від напрацювання і змісту біодизельного палива в суміші, які показують, що зі збільшенням вмісту біодизельного палива в суміші - 25, 50, 75 і 100% відбувається збільшення коефіцієнта стабільності на 23, 28, 32 і 35% відповідно. Це говорить про підвищення гідравлічної щільності і зниження зношення плунжерної пари.

3. Отримані експериментальні дані ресурсу показують, що збільшення вмісту біодизельного палива в суміші призводить до підвищення довговічності плунжерних пар паливного насоса високого тиску тракторних дизельних двигунів. Найбільше підвищення довговічності склало 33,4%, при використанні 100% біодизельного палива.

4. Річний економічний ефект на один трактор марки МТЗ-82 становить 83873 грн. при використанні 100% біодизельного палива.

Список використаної літератури.

1. Анісімов В. Ф. Дослідження характеристик дизельного двигуна при переведенні його на біодизельне паливо / В. Ф. Анісімов, Л. П. Серeda, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецкий // Матеріали міжнародної науково – технічної конференції 24-26 березня 2010р.
2. Анисимов В. Ф. Дослідження характеристик впорскування запальної дози палива газодизеля по малих відхиленнях параметрів / В.Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка А. А. Пясецкий // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету, Випуск 21, Вінниця 2006. – 7 с.
3. Анісімов В.Ф. Математична модель впорскування палива в невеликих відхиленнях для визначення залишкового ресурсу дизельної паливної апаратури/В.Ф.Анісімов, В.І. Музичук// Матеріали регіональної н.-т. конф. –Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 111-113.
4. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей : учеб. пособ. / Б.Н. Файнлейбн. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
5. Анісімов В. Ф., Рябошапка В.Б. Патент на корисну модель №20195: Нагнітальний клапан паливного насоса високого тиску дизеля та газодизеля.
6. Рябошапка В. Б. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Б. Рябошапка // Матеріали науково-технічної конференції “Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства” – Вінниця 2008. – 4с.
7. Анісімов В. Ф. Теоретичне дослідження параметрів сумішоутворення в дизелі при роботі на біопаливі методом малих відхилень параметрів / В. Ф. Анісімов, В. Г. Семенов, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія:

Технічні науки, №10 т. 1 (58), Вінниця, 2012. – С. 6-10.

8. Кривенко, П.М. Дизельная топливная аппаратура / П.М. Кривенко, И.М. Федосов. – М. : Колос, 1970. – 536 с.

9. Анисимов В. Ф. Многофакторная связь мощности дизеля с параметрами рабочего цикла в малых отклонениях / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецкий // Промислова гідравліка і пневматика, №2(8)'2005. – 5 с.

10. Анісімов В.Ф. Ефективні економічні конструкції двигунів внутрішнього згорання/ В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук, О.С.Ковальчук// Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця. ВНАУ. -2015. –С.103-105.

11. Анісімов В. Ф. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів / В. Ф. Анісімов, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Монографія, ВНАУ, 2012 - 134с.

12. Кислов, В.Г. Надежность рядных топливных насосов высокого давления / В.Г. Кислов, В.Я. Попов, В.А. Павлов // Тракторы и сельхозмашины. – 1993. – № 3. – С. 24-28.

13. Анісімов В. Ф., Рябошапка В.Б. Патент на корисну модель №20926: Плуджерна для паливного насоса дизеля.

14. Гунько І. В. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші / І. В. Гунько, С. А. Бурлака, А. А. П'ясецький. // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2017. – №2 (97). –С. 139–144.

15. Рябошапка В.Б. Форсування потужності дизельного двигуна за рахунок використання турбонаддування / В.Б. Рябошапка, А.А. П'ясецький, А.П. Єленич / Техніка, енергетика, транспорт АПК. - №4(103) Вінниця, 2019. – С. 75 – 87.

16. Поліщук І.С., Климчук О.В., Поліщук М.І. Гірчиця біла – джерело отримання біодизеля на Вінниччині. Збірник наукових праць ВНАУ.

Серія: С.-г. науки. Вінниця, 2011. Вип. 8 (48). С. 20-23.

17. Буреннікова Н.В., Ярмоленко В.О. Результативність функціонування складних економічних систем аграрного спрямування. Монографія. Вінниця: ВНАУ. 2017. 168 с.

18. Калетнік Г.М. Соціально-економічне значення розвитку ринку біопалива в Україні. Економіка АПК. 2008. № 6. С.128-132.

19. ОСТ 23.1.125-84.. – Взамен ОСТ 23.1.125 Система показателей качества продукции. Аппаратура топливная тракторных и комбайновых дизелей. Номенклатура показателей -72 ; введ. 1985-01-01 – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1984. – 58 с.

20. Анисимов В. Ф. Перспективы и проблемы использования биотоплива в автотракторных дизелях / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В. Б. Рябошапка // Промислова гідравліка і пневматика, №4(18) 2007. – 6 с.

21. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA, Semjons IVANOV'S CALCULATION OF THE PERFORMANCE INDICATORS OF MACHINE AND TRACTOR AGGREGATES USING BIOFUEL // JOURNAL of Research and Applications in Agricultural Engineering; 61(3), Poznan: Przemysowy Instytut Maszyn Rolniczych (PIMR), Branzowy Ośrodek Informacji Naukowej, Technicznej i Ekonomicznej, 2016. (Journal Article, ind Agris, Cabi). PP. 16 - 20.

22. Итинская, Н.И. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н.И. Итинская, Н.А. Кузнецов. – М. : Колос, 1982. – 208 с.

23. Анисимов В. Ф. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В.Б. Рябошапка//Вібрації в техніці та технологіях, №3(45) 2006. – 6 с.

24. Патент України на корисну модель № 39295. Змішувач реактора для етерифікації жирів рослинного чи тваринного походження для виробництва біодизельногопального. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Друкований О.М., 2009р.

25. Нагорнов С.А. Восстановление качества некондиционных

нефтепродуктов / С.А. Нагорнов // Техника и оборудование для села. – 2006. - № 8. – С. 37-38.

26. Рыбаков, К.В. Повышение чистоты нефтепродуктов / К.В. Рыбаков, Т.П. Карпекина. – М. : Агропромиздат, 1986. – 110 с.

27. Гунько І.В. Перспективи розвитку безрозбірного діагностування машинно-тракторного агрегату, працюючого з використанням альтернативного палива / І.В. Гунько, В.Б. Рябошапка, Л.Г. Коваль // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (98). – Вінниця. – 2017. – 2017. С. 145 – 150.

28. Григорьев, М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях / М.А. Григорьев. - М. : Машиностроение, 1970. - 270 с.

29. Анісімов В.Ф., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Рекомендації керівникам підрозділів АПК та інженерам сільськогосподарського виробництва щодо використання біодизельного палива в умовах сільськогосподарського виробництва // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2014. – Випуск 2 (85) – С 200-203

30. Спиридонов, С.Б. Повышение долговечности топливных насосов высокого давления распределительного типа : дис. ... канд. техн. наук : 05. 20 .03 / С.Б. Спиридонов. – Омск, 2006. – 166 с.

31. Горячев, С.Н. Восстановление плунжерных пар топливных насосов распределительного типа НД при ремонте дизелей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05. 20. 03 / С.Н. Горячев. – Саратов, 1989. – 17 с.

32. Анісімов В.Ф. Дослідження характеристики двигуна працюючого по новому циклу/ В.Ф.Анісімов, І.В. Цвігун// Матеріали н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 82- 84.

33. Костецкий, И.Б. Повышение безотказности и сроков службы плунжерных пар топливных насосов дизелей / И.Б. Костецкий, Б.И. Ташпулатов, У.А. Икрамов [и др.] // Двигателестроение. – 1980. - № 12. – С. 54-57.

34. Ташкинов, Г.А. Исследование изнашивания плунжерных пар дизельного топливного насоса / Г.А. Ташкинов // Трение и износ в машинах. -1959. - № 8. - С. 34-37.
35. Колчин, А.В. Оперативная проверка качества и сортности топлива и масла / А.В. Колчин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2004. - №4. - С. 23-26.
36. Анісімов В. Ф. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна / В. Ф. Анісімов, В. І. Яцковський, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №2(62)/2011. – С. 114-119
37. Анісімов В.Ф. Вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники дизеля/ В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук // Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 114-116.
38. Мазур В. А. Вплив на екологічні показники роботи дизельних двигунів за використання біодизеля. / В. А. Мазур, В. С. Мамалига, І. С. Поліщук, О.В. Мазур // Сільське господарство та лісівництво, 2018. – №11. - С. 16–25.
39. Анісімов В.Ф. Паливні системи автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згоряння. / В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко, В.І. Музичук, В.П. Комаха, А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка, С.М. Кравець // Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Трактори і автомобілі” для студентів факультету механізації сільського господарства спеціальність: 6.100102 «Процеси машини та обладнання агропромислового виробництва» – Вінниця, 2015
40. Семенов В. Г. Про можливості використання біодизельного палива в сільському господарстві / В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Матеріали XIII міжнародної конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” – Вінниця 2012. – 2 с.
41. Икрамов, У. Изнашивание деталей топливоподающей аппаратуры

дизелей / У. Икрамов, М.М. Ташпулатов, С.М. Кадыров // Проблемы трения и изнашивания. - 1984. - № 25. - С. 54-57.

42. Анісімов В.Ф. Альтернативні види палива для двигунів внутрішнього згорання/ В.Ф. Анісімов, В. І. Музичук, О.С. Ковальчук// Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 106-110.

43. Анисимов В. Ф. Исследование многофакторной связи параметров систем смазки и питания дизеля в малых отклонениях / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка. // V міжнародна науково-технічна конференція MOTROL '2005, Lublin – Odessa; Том 7 – 8 с.

44. Яцковський В.І., Гунько І.В., Гуцаленко О.В. Сучасні методи розрахунків ДВЗ. – Вінниця, Монографія, РВВ ВНАУ, 2016. - с.

45. Анісімов В. Ф. Моделирование процесса впрыска в дизеле с помощью теории малых отклонений/ В. Ф. Анісімов, В.Б. Рябошапка // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченій 25-річчя кафедри тракторів і автомобілів “Перспективи розвитку тракторів і автомобілів” – Вінниця 2013. – 6 с.

46. Анісімов В. Ф. Вплив біопалива на діагностичні параметри дизельних двигунів / В. Ф. Анисимов, В. І. Яцковський, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, № 7, Вінниця, 2011. – С. 41-43.

47. Иванченко, Н.Н. Кавитационные разрушения в дизелях / Н.Н. Кривенко, А.А. Скуридин, М.Д. Никитин. - Л. : Машиностроение, 1970. - 152 с.

48. Анисимов В.Ф. Исследование влияния топливного насоса с пружинным приводом плунжера на качество распыливания и процесса горения биотоплива в дизеле / В.Ф. Анисимов, В.И. Музичук, В.Б. Рябошапка, А.С. Ковальчук // Промислова гідравліка і пневматика. – №3 (53). – Вінниця. – 2016. – С. 59 – 65.

49. Анісімов В.Ф., Савчинський І.Г. – Вплив режимів роботи

автомобільних двигунів на їх показники. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2005.-94с.

50. Анісімов В.Ф. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко, В.І. Музичук, В.П. Комаха, А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка, С.М. Кравець // Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Трактори і автомобілі” для студентів факультету механізації сільського господарства Спеціальність 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» – Вінниця, 2015

51. Климчук О.В. Виробництво біологічних видів палива з біомаси сільськогосподарських культур. Хранение и переработка зерна. Научно-практический журнал. № 9 (159). 2012. С. 38-40.

52. ГОСТ 305-82. Топливо дизельное. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 305-73, ГОСТ 4749-73 ; введ. 1983-01-01. - М. : ИПК Изд-во стандартов, 1982. – 7 с.

53. Климчук О.В. Виробництво біопалив – шлях до енергонезалежності агропромислового комплексу України / О.В. Климчук // 36. Матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції “Трансформаційна динаміка розвитку агропромислового виробництва”. – Вінниця, 2011. – С. 57-60.

54. Анисимов В. Ф. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серeda, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецький// Промислова гідравліка і пневматика, №2(20) 2008. – 7 с.

55. Калетнік Г.М. Перспективи виробництва біодизельного палива в Україні // Економіка АПК. – 2008. - №22. – С. 16 -19.

56. Анисимов В. Ф. Определение количества воздуха необходимого для полного сгорания биотоплива в дизельном двигателе / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №1 (53)/2009.

57. Калетнік Г.М. Розвиток ринку біопалив в Україні: Монографія. / Г.М. Калетнік. – К: “Аграрнанаука”, 2008. – 464 с.
58. Семенов В.Г. Моделювання процесу згорання в тракторних і комбайнових дизелях, працюючих на різних видах палива за допомогою уточненої моделі І. І. Вібе шляхом апроксимації експериментальних даних / В.Г. Семенов, В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №1 (91). – Вінниця. – 2015. – С. 52 - 58.
59. Калетнік Г.М. Виробництво та використання біопалив: підруч. / Г.М. Калетнік. – В.: Консоль, 2015. – 408 с.
60. Калетнік Г.М. Біопалива: ефективність їх виробництва та споживання в АПК України: навч. посібник / Г.М. Калетнік, В.М.Пришляк. – Вінниця: Енозіс, 2008. – 192 с.
61. Калетнік Г.М. Розвиток ринку біопалива у Європі // Теорія і практика ринків. - 2007. - №1(2). - С.99 -102.
62. Климчук О.В. Економіко-технологічні процеси регіонального виробництва рідких біопалив в Україні. Економіка АПК. 2017. № 5. С. 38-42.
63. Семенов В. Г., В. Б. Рябошапка, Чорна Т. В., Мельничук С. Я. Патент на корисну модель №85882: «Пристрій підвищення цетанового числа біодизельного палива»
64. Анісімов В. Ф. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу/В. Ф. Анісімов, В. І. Яцковський, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Промислова гідравліка і пневматика №2(32)'2011. – С. 100-105
65. Потапова Н.А. Перспективи розвитку агрологістики на ринках сільськогосподарських культур. Економіка. Фінанси. Менеджмент: актуальні питання науки і практики.2017. № 1. С. 28-36.
66. Калетнік Г.М. Вплив біоенергетики на екологічний стан навколишнього середовища України. Вісник аграрної науки. 2009. № 10. С. 53-57.

67. Климчук О.В. Стратегічні напрями ефективного використання біомаси сільськогосподарських культур у виробництві відновлюваних джерел енергії. Трансформаційна динаміка розвитку агропромислового виробництва. Збірник матеріалів Міжнародної науково-практичної конференції. Вінниця, 2012. С. 40-43.

68. Рябошапка В.Б. Розрахунок та порівняння кривих тепловиділення тракторного дизеля при роботі на дизельному паливі та біопаливі за допомогою нової математичної моделі / В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (92). – Вінниця. – 2015. – С 89 - 94.

69. Климчук О.В. Передумови становлення та розвитку біопаливного виробництва у світі та Україні. Трансформаційна динаміка розвитку агропромислового виробництва. Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції. Вінниця, 2015. С. 18-22.

70. Семенов В. Г. Применение модели Вибе И. И. для моделирования и аппроксимации процессов сгорания в дизеле 4Ч11,0/12,5/ В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Сборник научных докладов XVII Международной научно-практической конференции “Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства” – Тамбов 2013. – 6 с

71. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA MODELING OF MACHINE-TRACTOR UNITS WORKFLOW ON THE USE OF BIOFUELS // Materials international scientific conference [«Conserving soils and water»]. – Burgas, Bulgaria. – 2016. – PP. 74 – 75.

72. Калетнік Г.М. Розвиток ринку енергетичних культур для виробництва біоетанолу / Г.М. Калетнік // Агроінком. – 2008. – No 5-6. – С. 10-15.

73. Калетнік Г.М. Виробництво та використання біопалив в Україні: економетричні підходи, моделювання / Г.М. Калетнік, Н.В. Буреннікова,

Н.А. Потапова // Економіка та ефективність виробничо-господарської діяльності. – №9'2018 (37). – Вінниця. – 2018. С. 7 – 23.

74. Семенов В. Г. Аппроксимация и моделирование процессов сгорания в дизеле 4Ч11,0/12,5/ В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченій 25-річчя кафедри тракторів і автомобілів “Перспективи розвитку тракторів і автомобілів” – Вінниця 2013. – 7 с.

75. Паламарчук В.Д., Климчук О.В., Поліщук І.С. та ін. Еколого-біологічні та технологічні принципи вирощування польових культур: Навчальний посібник. Вінниця: ФОП Данилюк, 2010. 636 с.

76. Анісімов В.Ф. Апроксимація і моделювання процесу згорання в сільськогосподарських тракторних дизелях з використанням біопалива / Анісімов В.Ф., Рябошапка В.Б. // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції [«Сучасні агротехнології: тенденції та інновації»] у 3 т. – Т.3. – Вінниця: РВВ ВНАУ. – 2015. – С. 4 - 7.

77. Потапова Н. А. Кількісні методи в прогнозуванні запасів матеріально-технічних ресурсів / Н. А. Потапова // Збірник наук, праць НУ «Львівська політехніка» Логістика. –2007. – № 580. –С.468.

78. Калетнік Г.М. Розвиток ринку біопалив в Україні: / моногр. / Г.М. Калетнік. – К.: Аграрна наука, 2008. – 464 с.

79. Альтернативна енергетика України: особливості функціонування і перспективи розвитку : монографія / Г.М. Калетнік, С.Т. Олійнічук, О.П.Скорук, О.В. Климчук, В.І.Яцковський, Д.М.Токарчук, І.А.Здор; [за ред. Г.М.Калетніка]. – Вінниця: Едельвейс і К, 2012. – 255 с.

80. Анісімов В.Ф. Елементи математичної моделі процесу горіння в дизелях, що враховує зміну виду палива / В.Ф. Анісімов, В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Матеріали І регіональної науково-технічної конференції [«Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах палива»]. – Вінниця: Видавництво ВНАУ. – 2015. – С. 78 - 80.

81. Калетнік Г.М., Пришляк В.М. Біопаливо: ефективність його виробництва та споживання в АПК України: Навч. посіб. К.: Хай-Тек Прес, 2010. 312 с.
82. Токарчук Д.М. Стратегічні напрями виробництва біопалива сільськогосподарськими підприємствами України. Економіка. Фінанси. Менеджмент. 2016. № 7. С. 18-26.
83. Комаха В.П. Дослідження взаємозв'язку ефективних показників двигуна та тягових характеристик трактора з використанням біодизельного палива на основі тягово-потужнісного балансу / В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (95). – Вінниця. – 2016. – С. 193 – 198.
84. Калетнік Г.М. Біопаливо. Продовольча, енергетична та екологічна безпека України: моногр. / Г.М. Калетнік. – К.: Хай-Тек Прес, 2010. – 516 с.
85. Патент України на корисну модель № 42941. Лінія виробництва біодизеля. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Бандура В.М., 2009р.
86. Пришляк В. М. Обґрунтування експлуатаційних показників дизельного двигуна за умови роботи на біопаливі / В. М. Пришляк, А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка // Матеріали XIII міжнародної конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” – Вінниця 2012
87. Друкований М.Ф., Бандура В.М. Нова технологія виробництва біодизеля. Вібрації в техніці та технологіях №3, 2008 р.
88. Гарькавий А.Д., Холодюк О.В. До методики обґрунтування комплексу машин для виробництва кормів/. Праці Таврійського агротехнологічного університету. Випуск 8. Том 7//. –Мелітополь, ТДАТУ, 2008. –С. 96 –103
89. Вихідні дані, технічні характеристики машин та умови їх використання. / Гарькавий А.Д., Кондратюк Д.Г., Холодюк О.В.; Вінницький держ. агр. ун-т. –Вінниця, 2005. –40 с.

90. Паламарчук. В.Д. Еколого-біологічні та технологічні принципи вирощування польових культур: навч. посіб. / В.Д. Паламарчук, О.В. Климчук, І.С. Поліщук, О.М. Колісник, А.Ф. Борівський. – Вінниця, 2009. – 720 с.

91. Климчук А.В. Экономико-организационные основы разработки севооборотов для формирования сырьевой базы при производстве биотоплива. Сборник научных трудов. Сельское хозяйство – проблемы и перспективы: Экономика (вопросы аграрной экономики). Том 34. Беларусь: Гродно ГГАУ, 2016. С. 118-126.

92. Організація і економіка використання біоресурсів: підручник / Г.М. Калетнік, О.П. Скорук, Д.М. Токарчук. – Вінниця: ВНАУ, 2018. – 297 с.

93. Климчук О.В., Грох Н.В. Ріпак – стратегічна культура для виробництва біопалива в Україні. Аграрна наука та практика на сучасному етапі розвитку: досвід, проблеми та шляхи їх вирішення. Міжнародна науково-практична конференція. Львів, 2012. С. 88-89.

94. Калетнік Г.М. Біопаливна галузь і енергетична та продовольча безпека України. Вісник аграрної науки. 2009. № 8. С. 62-64

95. Абрамзон, А.А. Поверхностно-активные вещества: Свойства и применение / А.А. Абрамзон. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л. : Химия, 1981. - 304 с.

96. Беркович, И.И. Трибология: Физические основы, механика и технические приложения / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский ; под. ред. Д.Г. Громаковского. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т., 2000. – 268 с.

97. Гаркунов, Д. Н. Триботехника (износ и безызносность): учебник / Д.Н. Гаркунов. – 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Из-во МСХА, 2001. – 616 с.

98. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA MODELING OF MACHINE-TRACTOR UNITS WORKFLOW ON THE USE OF BIOFUELS // Mechanization in agriculture end conserving of the resources – Sofia, Bulgaria. – 2016. – PP. 9 – 10.

99. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: справочник /

И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

100. Мышкин, Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. - М. : ФИЗМАТЛИТ, 2007. - 368 с.

101. Анісімов В.Ф. Величайні конструктори автомобілів Світу/ В.Ф. Анісімов, О.А. Гуменецький// Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця, ВНАУ. – 2016. -63-65.

102. Барсуков С. И. Дослідження токсичності відпрацьованих газів методом лазерної ендоскопії / С. И. Барсуков, В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Аграрної академії наук, №1(6) 2006.

103. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка: трибология и триботехника / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

104. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.

105. Большаков, Г.Ф. Физико-химические основы применения топлив и масел: Теоретические аспекты химмотологии / Г.Ф. Большаков. – Новосибирск : Наука, 1987. – 208 с.

106. Анісімов В.Ф. Перспективні теми магістерських робіт на кафедрі ДВЗ та АПР/ В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько// Матеріали н.-т. конф. – Вінниця. ВНАУ. -2015. –С. 8-11.

107. Хомченко, Г. П. Химия (для подготовительных отделений) : учебник. - 2-е изд., перераб. и доп. / Г.П. Хомченко. – М. : Высш. шк., 1988. – 368 с.

108. Костецкий, Б.И. Механо-химические процессы при граничном трении / Б.И. Костецкий, М.Э. Натансон, Л.И. Бершадский. – М. : Наука, 1972. – 169 с.

109. Трение и граничная смазка: сборник статей / под ред.

И.В. Крагельского. – М. : Изд-во Иностранной литературы, 1953. – 258 с.

110. Фукс, Г.И. Коллоидная химия нефти и нефтепродуктов / Г.И. Фукс. – М. : Знание, 1984. – 64 с.

111. Анісімов В.Ф. Дослідження головки шатуна насоса виготовленої холодним штампуванням / В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук, В.Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях №4 (91). – 2018 р. С. 55 – 63.

112. Гарькавий А.Д., Серета Л.П., Пльонсак В.А. та ін. «Машиновикористання у рослинництві» // Навчальний посібник. –Вінниця: ВДАУ, 2008. –68 с.

113. Аксенов, А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях / А.Ф. Аксенов. - М.: Машиностроение, 1977. - 152 с.

114. Боуден, Ф. П. Трение и смазка твердых тел: пер. с англ. / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. - М. : Машиностроение, 1968. - 543 с.

115. Методичні вказівки по виконанню лабораторних робіт з дисципліни «Технічне обслуговування машин та обладнання» / Серета Л.П., Паладійчук Ю.Б., Зінев М.В.– Вінниця РВВ ВНАУ, 2015. – 150 с.

116. Бандура В.М. Методичні вказівки з підготовки кваліфікаційної роботи магістра зі спеціальності 208 –«Агроінженерія», спеціалізації «Транспортні технології та засоби в агропромисловому комплексі» / В.М. Бандура, І.В. Гунько, В.Б. Рябошапка, В.П. Комаха, А.А. П'ясецький – Вінниця, 2017

117. Музичук В. І. Застосування чисельних методів при дослідженні теплових процесів на математичних моделях/ В. І. Музичук, В.Б. Рябошапка, О. М. Бурдейний // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №10 т. 2 (59), Вінниця, 2012. – С. 145-148

118. Анісімов В.Ф. Власні коливання керованого моста трактора без урахування згасання/ В.Ф. Анісімов, Д.В. Борисюк, О.В. Черкевич// Вібрації в техніці та технологіях. -2016. - №2 (82). –С. 66-68.

119. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка, В.П. Комаха // Техніка, енергетика, транспорт АПК» - № 2 (101). - 2018 . – С. 67 – 72.

120. Анисимов В. Ф. Перспективи використання газоподібних палив для роботи газодизельних двигунів / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №2(10) 2006. – 6 с.

121. ОСТ 23.1-364-81. Насосы топливные высокого давления тракторных и комбайновых дизелей. Метод ускоренных испытаний на надежность. - Взамен ОСТ 23.1-364-73 ; введ. 1982-01-07. – М. : Изд-во ЦНИТА, 1982. - 28 с.

122. Анісімов В. Ф. Про можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі / В. Ф. Анісімов, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка С. Я. Мельничук // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №11 т. 1 (65), Вінниця, 2012. – С. 314-320

123. ГОСТ 18481-81. Ареометры и цилиндры стеклянные. Общие технические условия. Реферат и аннотация. - Взамен ГОСТ 18481-73, ГОСТ 1289-76, ГОСТ 8668-75, ГОСТ 1032-75, ГОСТ 1300-74, ГОСТ 8667-74, ГОСТ 3637-75, ГОСТ 895-66, ГОСТ 4226-73, ГОСТ 9545-73 ; введ. 1983-01-01. - М. : ИПК Изд-во стандартов, 1983. - 23 с.

124. Методичні вказівки по виконанню практичних робіт з дисципліни «Технічне обслуговування машин і обладнання» для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія» освітнього ступеня магістр першого року навчання, факультету «Механізації сільського господарства» стаціонарного, заочного та дистанційного навчання / Серета Л.П., Паладійчук Ю.Б., Зінев М.В.–Вінниця РВВ ВНАУ, 2018. – 89 с.

125. Анісімов В. Ф. Методичні вказівки «Розрахунок тягової характеристики трактора, динамічної і економічної характеристики

автомобіля» для виконання курсової роботи, спеціальність 6.091902 «Механізація сільського господарства»// В. Ф. Анісімов, А. А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка – Вінниця, 2010

126. Методичні вказівки з виконання курсового проекту з дисципліни "Експлуатація машин та обладнання" (для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня "бакалавр" студентів факультету механізації сільського господарства денної та заочної форм навчання, галузі знань 1001 – Техніка та енергетика аграрного виробництва, напрям підготовки 6.100102 – Процеси, машини та обладнання аграрного виробництва) / Укладачі: Кондратюк Д.Г., Холодюк О.В., Григоришен В.М.(перевидання)– Вінниця, Видавництво ВНАУ, 2015. – 75 с.

127. Вихідні дані, технічна характеристика машин та умови їх використання / Кондратюк Д.Г., Холодюк О.В., Григоришен В.М. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 73 с.

128. Гарькавий А.Д., Пльонсак В. Методологічні основи розробки новітніх технологій в рослинництві // Зб. наук. праць ВДАУ. – Вінниця, 2008. – Випуск 33. – С. 12 –18.

ДОДАТКИ

Зміна кінематичної в'язкості досліджувальних зразків палива від температури,

$$\nu_T \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Температура, °С	ДЛ (паливо дизельне літнє)	ДЛ-2 (паливо дизельне літнє, що входило до складу сумішного палива)	БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)	БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)	БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)	БД (біодизельне паливо)
20	4,44	3,51	4,48	5,89	7,28	8,48
25	3,96	3,10	4,02	5,23	6,37	7,37
30	3,53	2,81	3,56	4,65	5,73	6,56
35	3,20	2,56	3,18	4,17	5,24	5,85
40	2,89	2,35	2,89	3,79	4,64	5,09
45	2,69	2,14	2,65	3,47	4,15	4,68
50	2,39	1,98	2,45	3,18	3,84	4,14
55	2,21	1,84	2,25	2,89	3,48	3,79
60	2,12	1,73	2,09	2,67	3,25	3,51
65	1,98	1,61	1,94	2,47	2,91	3,16
70	1,82	1,52	1,79	2,27	2,66	2,94
75	1,71	1,43	1,69	2,07	2,35	2,66
80	1,64	1,36	1,61	1,95	2,21	2,46

Зміна густини досліджувальних зразків палива від температури, ρ_T кг/м³

Температура, °С	ДЛ (паливо дизельне літнє)	ДЛ-2 (паливо дизельне літнє, що входило до складу сумішного палива)	БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)	БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)	БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)	БД (біодизельне паливо)
20	849,67	837,67	850,56	863,38	875,67	887,33
25	846,67	834,33	847,61	859,72	871,28	883,27
30	844,00	830,67	844,38	855,61	866,67	878,33
35	840,67	827,33	840,38	851,61	862,78	873,67
40	837,00	824,67	836,67	848,27	859,33	870,27
45	834,05	821,33	833,67	845,05	856,33	866,27
50	831,33	818,33	830,33	841,56	853,61	863,72
55	825,33	815,33	827,00	838,72	849,67	860,67
60	822,61	811,67	823,67	835,67	846,38	857,33
65	818,38	808,33	820,72	832,61	843,05	854,33
70	815,00	804,67	817,33	829,05	840,33	851,00
75	812,33	801,33	814,33	826,38	837,27	847,67
80	808,33	798,00	811,72	822,56	834,00	844,72

Коефіцієнт досліджувальних зразків палива, f

Вид палива	ДЛ (паливо дизельне літнє)	БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)	БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)	БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)	БД (біодизельне паливо)
Без абразиву	0,161	0,155	0,151	0,148	0,144
З добавкою абразиву	0,179	0,172	0,163	0,159	0,151

Об'єм палива, що подається секціями, $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n=100$ об/хв)

Вид палива	ДЛ (паливо дизельне літнє)				БД-25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)				БД-50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)				БД-75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)				БД (біодизельне паливо)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	24,8	23,8	23,2	24,2	25	23,8	23,6	24,4	25,6	24,0	24,0	24,8	26,0	24,0	24,2	25,0	26,4	24,4	24,4	25,2

Величина утечек топлива через зазор в сопряжении плунжер-штуцер, $Q \text{ м}^3/\text{с}$

Вид топлива	ДЛ (паливо дизельне літнє)	БД-25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)	БД-50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)	БД-75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)	БД (біодизельне паливо)
1	$4,1 \cdot 10^{-9}$	$4,067 \cdot 10^{-9}$	$3,966 \cdot 10^{-9}$	$3,932 \cdot 10^{-9}$	$3,881 \cdot 10^{-9}$

Зміна об'ємної подачі палива (по секціям) під час експерименту, $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n=100 \text{ об/хв}$)

Час, год	ДЛ (паливо дизельне літнє)				БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)				БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)				БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)				БД (біодизельне паливо)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
0	19,8	22,2	21,4	18,8	22,2	19,6	20,6	18,8	22,0	19,4	21,6	20,2	22,4	19,8	20,8	19,2	22,8	20,8	19,0	21,4
10	19,0	21,5	20,4	17,8	21,4	19,0	19,9	18,3	21,8	18,6	21,2	19,2	22,0	19,6	20,0	18,7	22,5	20,4	18,6	21,0
20	18,2	20,4	19,2	17,2	21,0	18,2	19,0	17,2	21,2	17,6	20,6	18,8	21,2	18,8	19,7	18,2	22,2	19,6	18,0	20,2
30	16,4	19,5	18,0	15,6	19,9	16,4	18,6	16,2	19,2	17,6	20,0	18,0	21,0	18,2	18,6	17,0	21,7	19,3	17,2	19,2
40	15,0	18,2	16,2	14,0	18,8	15,2	17,4	15,8	17,8	16,0	19,0	17,6	19,8	17,4	17,2	16,4	20,6	18,6	16,8	18,6
50	13,4	15,7	13,4	11,2	16,8	13,4	15,6	14,6	17,0	14,4	17,8	16,4	18,6	16,4	16,0	15,0	19,6	17,4	15,4	17,0
60	10,6	12,0	9,2	8,0	14,8	10,6	13,4	12,4	14,8	11,6	15,8	13,8	17,0	14,6	14,4	12,8	17,8	15,8	13,6	15,0

Зміна циклової подачі палива (по секціям) під час експерименту, $q_u \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{цикл}$ (при $n=100 \text{ об/хв}$)

Час, год	ДЛ (паливо дизельне літнє)				БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)				БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)				БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)				БД (біодизельне паливо)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
0	198	222	214	188	222	196	206	188	220	194	216	202	224	198	208	192	228	208	190	214
10	190	215	204	178	214	190	199	183	218	186	212	192	220	196	200	187	225	204	186	210
20	182	204	192	172	210	182	190	172	212	176	206	188	212	188	197	182	222	196	180	202
30	164	195	180	156	199	164	186	162	192	176	200	180	210	182	186	170	217	193	172	192
40	150	182	162	140	188	152	174	158	178	160	190	176	198	174	172	164	206	186	168	186
50	134	157	134	112	168	134	156	146	170	144	178	164	186	164	160	150	196	174	154	170
60	106	120	92	80	148	106	134	124	148	116	158	138	170	146	144	128	178	158	136	150

Зміна об'ємної подачі палива (по секціям) під час експерименту, $V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, (при $n=1100 \text{ об/хв}$)

Час, год	ДЛ (паливо дизельне літнє)				БД-25 (дизельне сумішове паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)				БД-50 (дизельне сумішове паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)				БД-75 (дизельне сумішове паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)				БД (біодизельне паливо)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
0	35,8	36,2	36,4	35,4	36,6	35,6	35,8	36,0	36,0	35,6	36,0	36,4	36,6	36,0	35,6	35,8	36,0	36,4	35,8	35,8
10	35,4	35,8	36,0	34,8	36,2	35,0	35,2	35,6	35,6	35,3	35,7	36,0	36,2	35,6	35,2	35,5	35,8	36,2	35,4	35,5
20	34,7	35,2	35,2	34,3	35,8	34,4	34,8	35,0	35,2	34,8	35,2	35,6	35,8	35,2	35,0	34,9	35,4	35,8	35,0	35,3
30	34,2	34,8	34,5	33,4	35,0	33,8	34,2	34,5	34,8	34,2	34,8	34,9	35,4	34,6	34,6	34,5	35,2	35,2	34,5	34,8
40	33,2	34	33,6	32,2	34,6	33,0	34,0	34,0	34,2	33,6	34,4	34,5	34,8	34,2	34,2	33,7	34,8	34,9	33,8	34,2
50	32,0	33,2	32,6	31,0	33,8	32,2	32,8	32,8	33,4	32,7	33,8	33,6	34,0	33,5	33,6	33,0	34,4	34,3	33,0	33,6
60	30,6	32,2	31,4	29,4	33,2	31,0	32,0	31,6	32,4	31,4	33,2	32,7	33,6	32,8	33,0	32,0	33,8	33,6	32,3	32,8

Зміна циклової подачі палива (по секціям) під час експерименту, $q_u \cdot 10^{-9}$ м³/цикл (при n=100 об/хв)

Час, год	ДЛ (паливо дизельне літнє)				БД-25 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 75% ДЛ і 25% БД)				БД-50 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 50% ДЛ і 50% БД)				БД-75 (дизельне сумішеве паливо, що складається з 25% ДЛ і 75% БД)				БД (біодизельне паливо)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
0	65,1	65,8	66,2	64,4	66,5	64,7	65,1	65,5	65,5	64,7	65,5	66,2	66,5	65,5	64,7	65,1	65,5	66,2	65,1	65,1
10	64,4	65,1	65,5	63,3	65,8	63,6	64,0	64,7	64,7	64,2	64,9	65,5	65,8	64,7	64,0	64,5	65,1	65,8	64,4	64,5
20	63,1	64,0	64,0	62,4	65,1	62,5	63,3	63,6	64,0	63,3	64,0	64,7	65,1	64,0	63,6	63,5	64,4	65,1	63,6	64,2
30	62,2	63,3	62,7	60,7	63,6	61,5	62,2	62,7	63,3	62,2	63,3	63,5	64,4	62,9	62,9	62,7	64,0	64,0	62,7	63,3
40	60,4	61,8	61,1	58,5	62,9	60,0	61,1	61,3	62,2	61,1	62,5	62,7	63,3	62,2	62,2	61,3	63,3	63,5	61,5	62,2
50	58,2	60,4	59,3	56,4	61,5	58,5	59,6	59,6	60,7	59,5	61,5	61,1	61,8	60,9	61,1	60,0	62,5	62,4	60,0	61,1
60	55,6	58,5	57,1	53,5	60,4	56,4	58,2	57,5	58,9	57,1	60,4	59,5	61,1	59,6	60,0	58,2	61,5	61,1	58,7	59,6

