

НУБІП України

НУБІП України

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

НУБІП України

01.12 – КМР. 463 "С" 2023.03.28. 017 ПЗ

НУБІП України

**ЯЦЕНКО ІВАН ІГОРОВИЧ**

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

НУБІП України

Факультет (ННІ)

конструювання та дизайну

УДК 621.793.09

НУБІП України

**ПОГОДЖЕНО**  
Дека́н факультету  
конструювання та дизайну  
(назва факультету (ННІ))

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
наці́йності техніки  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ Ружи́ло З.В. \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

\_\_\_\_\_ Нови́цький А.В. \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

“ ” 2023 р. “ ” 2023 р.  
НУБІП України  
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему „Удосконалення випробувань форсунок при ТО і ремонті  
автотракторних двигунів”

НУБІП України

Спеціальність 133 – Галу́зеве машинобудування  
(код і назва)

Освітня програма Техні́чний серві́с маши́ни та обладда́ння сільськогосподарського  
виробництва (назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

НУБІП України

Гарант освітньої програми  
К.Т.Н., доц.  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ Нови́цький А.В. \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ К.Т.Н., доц.  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ Попи́к П.С. \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

НУБІП України

Виконав \_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_ Я́ценко Г.Г. \_\_\_\_\_  
(ПІБ студента)

НУБІП України  
КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
надійності техніки

К.Т.Н., доц.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

Новицький А.В.

(ПІБ)

20 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Яценко Іван Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

Освітня програма

Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського

виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми

освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи „Удосконалення випробувань форсунок при ТО і ремонті автотракторних двигунів”

затверджена наказом ректора НУБіП України від “ 28 ” березня 2023 р. № 463 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

2023.11.07

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Сучасні прийоми відновлення роботоздатності форсунок автотракторних двигунів. 2. Нормативи витрат матеріалів для ремонту форсунок. 3. Типові норми часу на випробування та ремонт форсунок. 4. Нормативні документи з охорони праці та техніки безпеки, які регламентують процеси обробки поверхонь деталей сільськогосподарських машин.

Перелік питань, що підлягають дослідженню.

1. Проаналізувати основні тенденції удосконалення конструкцій форсунок автотракторних дизелів та особливості їх експлуатації. Обґрунтувати фактори, що впливають на якість і надійність роботи форсунок.

2. Дослідити вплив конструктивних і регульовальних параметрів розпилювачів на працездатність форсунок.

3. Дослідити вплив параметрів складання форсунки на якість розпилювання палива.

4. Науково обґрунтувати параметри технологічного процесу випробування та ремонту форсунок.

Дата видачі завдання “ 08 ” вересня 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Попик П.С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Яценко І.І.

(прізвище та ініціали студента)

# НУБІП України

ВСТУП 6

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНОК..... 8

### 1.1 Фактори, що визначають ефективність форсунок..... 8

### 1.2 Аналіз існуючих методів відновлення працездатності форсунок при обслуговуванні та ремонті..... 19

### 1.3 Мета та завдання дослідження..... 24

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ФОРСУНОК..... 25

### 2.1. Аналітичне дослідження руху голки розпилювача..... 25

### 2.2. Вплив конструктивних параметрів розпилювача на робочі показники форсунок..... 29

#### 2.2.1. Ексцентричне стискання голки розпилювача..... 29

#### 2.2.2. Турбулентний процес камері згоряння циліндра двигуна..... 31

#### 2.2.3. Створення режиму автоколиваний голки розпилювача..... 34

## РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ..... 41

### 3.1. Загальна методика дослідження..... 41

### 3.2. Дослідження форсунок та розпилювача при ТО-3..... 41

### 3.3. Спосіб визначення спектру звукових частот вприскування палива..... 44

### 3.4 Методи статистичної обробки отриманих результатів..... 49

### 3.5 Стендові випробування..... 51

### 3.6 Експлуатаційні випробування..... 51

## РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ФОРСУНОК..... 53

### 4.1. Розробка способів відновлення працездатності форсунок..... 53

#### 4.1.1. Вплив нецентрального навантаження голки на параметри вприску... 53

#### 4.1.2 Розробка та дослідження форсунок з канавкою над конусом голки розпилювача..... 54

4.2. Удосконалення технології обслуговування та ремонту форсунок.....	59
4.3. Вплив двофазної форсунки на параметри впорскування.....	65
4.4. Результати експлуатаційних випробувань форсунок .....	67
4.5. Результати дослідження основних факторів, що впливають на продуктивність форсунок.....	69
<b>РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ</b>	
5.1. Коротка характеристика технологічного процесу.....	70
5.2 Шкідливі та небезпечні фактори при обслуговуванні та ремонті паливної апаратури.....	70
5.3 Вимоги безпеки при користуванні стендом.....	71
5.4. Розрахунок викидів забруднюючих речовин.....	72
5.5. Висновки і пропозиції.....	74
<b>РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ФОРСУНОК</b>	
6.1. Розрахунок економічної ефективності.....	75
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ</b> .....	82
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	83
<b>ДОДАТКИ</b> .....	88

# НУБІП України

ВСТУП

За останні десятиліття до двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) суттєво підвищилися вимоги щодо паливної ефективності, токсичності вихлопів і рівня шуму їх роботи. При цьому традиційними залишаються завдання забезпечення високого крутного моменту і надійної роботи двигунів на всіх режимах роботи.

Одним із шляхів вирішення цих проблем є використання систем подачі палива з високим тиском уприскування та електронним керуванням. Ці системи дозволяють забезпечити точну відповідність параметрів уприскування палива режимам роботи двигуна.

Паливна апаратура — одна з основних систем дизелів тракторів і комбайнів, технічний стан яких визначає їх потужність і економічність, надійність і стабільність роботи.

Нині продуктивність значної частини тракторів, що використовуються, впала на 12–20%, а споживання палива збільшилося на 15–25%. Це пов'язано як з недосконалістю методів і засобів обслуговування, так і з «віком» машин (10–15 і більше років).

До 50% поломок дизельних двигунів тракторів і автомобілів спричинені паливною апаратурою, при цьому зниження потужності позначається на продуктивності сільськогосподарських агрегатів, а простої через поломки та перевитрати палива завдають значних збитків господарствам. При цьому рівень технічної експлуатації залишається дуже низьким, не дотримуються інтервали технічного обслуговування та не гарантується контроль якості сільськогосподарської техніки.

Постійно зростаючі вимоги до двигунів внутрішнього згорання щодо підвищення ефективності палива та екологічної безпеки призвели до все більшого використання дизельних двигунів з нероздільними камерами згорання. Завдяки кращому сумішоутворенню і відсутності гідравлічних втрат в потоці газу з форкамери (вихрової камери) в основну камеру згорання паливна економічність цих дизелів на 10...15% краща, ніж у дизелів з окремими камерами згорання.

При всьому різноманітті сучасних дизельних силових установок, крім створення високого тиску вприскування палива, для досягнення оптимальної потужності необхідно забезпечити точну відповідність циклічної подачі палива і кута випередження вприскування умовам роботи двигуна, і крутний момент.

Успіхи в розвитку мікропроцесорної техніки дозволили вирішити ці проблеми, реалізувати в системах подачі палива багаторазове вприскування за один робочий цикл і тим самим наблизити ці системи до максимальної продуктивності.

Одним із основних напрямів підвищення ефективності паливних систем є науково обгрунтовані технічні рішення щодо вдосконалення традиційних паливних систем.

У зв'язку з цим розробка нових методів відновлення працездатності форсунок і підвищення надійності за рахунок поліпшення їх обслуговування є актуальним завданням сьогодення.

**Мета роботи:** підвищення надійності дизельних форсунок за рахунок поліпшення технічного обслуговування та ремонту.

**Предмет дослідження:** інжектори дизельних двигунів.

**Публікації.** До теми магістерської кваліфікаційної роботи 2 тези доповідей, представлених на 76-й Всеукраїнській науково-практичній студентській конференції «Наукові досягнення студентів у вивченні технічних і біоенергетичних систем природокористування: проектування та проектування» (26 берез.), 27, 2023 р.) були опубліковані в Києві на VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» з нагоди 115-річчя від дня народження доктора технічних наук, професора Володимира Савовича Крамарова (23-24 лютого 2023 р.), м. Київ.

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНОК

### 1.1. Фактори, що визначають ефективність форсунок

Паливна апаратура (ПА) є однією з основних систем дизельних двигунів тракторів, надійність роботи якої значною мірою залежить від якості технічного обслуговування та ремонту.

Подача і розпилення палива в циліндрах дизеля багато в чому визначає їх продуктивність, а характер процесу згоряння палива визначається поєднанням конструкції камери згоряння з інжекторним пальником і потоком повітря.

Одним з основних елементів паливної системи дизеля високого тиску (ПСВТД), від якого залежить її працездатність, є прецизійні деталі: поршневі пари, форсунки-розпилювачі та випускні клапани. Ступінь їх надійності визначається конструктивними, технологічними, експлуатаційними та ремонтними факторами.

Прецизійні деталі працюють у складних умовах: вони нагріваються до  $523^{\circ}\text{K}$  (розпилювальний корпус) під час роботи та охолоджуються до  $227^{\circ}\text{K}$  взимку. Тиск в насосі в момент нагнітання досягає 50-80 МПа, виникають періодичні ударні навантаження. До цього додається абразивний знос і вплив агресивного середовища. Це призводить до зміни зазорів, порушення параметрів регулювання, що призводить до виходу з ладу паливної системи [1, 2, 3, 4, 11, 20, 46, 58].

Найменший термін служби з усіх прецизійних деталей має форсунка-розпилювач, який не перевищує 800-1200 мотогодин, що становить близько 50% від ресурсу двигуна, встановленого ГОСТом [5, 7, 8, 13, 20, 23,]. Впливу технічного стану форсунок на роботу паливної апаратури і дизеля в цілому присвячені праці відомих вчених: І. В. Астахова, В. В. Антипова, Н. І. Бахтарова, Л. Н. Голубкова, Н. С. Ждановський, Б. Загородських. П., Ніколаєнко А. В., Мічкіна М. А., Свиридова Ю. Б., Русінова Р. Р., Трусова В. І., Файнлебба Б. Н., Федосєєва І. М., Фоміна Ю. М. та інші.

Згідно з майбутніми вимогами до характеристик дизелів тракторів і зернозбиральних комбайнів міжнормативний напрацювання паливних насосів має становити не менше 4000 годин, а форсунок - 3000 годин.



Аналіз літературних даних та дослідження, проведені в рамках запропонованої роботи, показали, що основною причиною поломки форсунок є несправність розпилювача [7, 8, 11, 16, 20, 22, 48].

До основних дефектів атомайзерів відносяться:

- втрата герметичності;
- Погіршення якості розпилення палива;
- коксування;
- обмежена рухливість голки;
- Втрата водостійкості;

Сколи, задирки, тріщини на поверхні, тріщини в корпусах, складки і вм'ятини на носіку.

Втрата герметичності відбувається через абразивний і кавітаційний знос або через деформацію корпусу розпилювача. Деформація призводить до порушення співвісності між голкою та корпусом розпилювача. При цьому голка та її закриваюча смуга не повністю закривають смуги на корпусі, і паливо витікає в утворену щілину.

При абразивному зносі витіки палива виникають через мікронерівності, що утворилися під дією твердих частинок, що потрапили в паливо. Подібна картина виникає внаслідок кавітаційного зносу. Встановлено, що форсунки з поганою герметичністю також мають погану якість розпилення палива і нечіткий шум під час упорскування, що в свою чергу свідчить про погіршення рухливості голки.

Рухливість голки порушується внаслідок карбонізації розпилювачів. Темі коксування присвячено багато робіт ЦНІТА, НАТІ [10, 14/15, 16, 22, 68].

Основними чинниками, що викликають закоксування, є: температура розпилювача, прорив гарячих газів у внутрішні порожнини розпилювача, характер потоку на кінцевій стадії впорскування палива, хімічний склад палива, кількість впорскувань, конструкція і якість його виготовлення.

Якість розпилення і сумішоутворення палива з повітрям має вирішальний вплив на процес згоряння і, отже, на ефективність роботи дизеля і залежить від тиску перед розпилювальними отворами, конструкції розпилювальних отворів і т.д. тип камери згоряння [17, 18, 19].

Стабільність параметрів форсунки в процесі роботи визначається стабільністю тиску на початку ходу голки, повним ефективним перерізом і збереженням тенденції до тремтливого впорскування [24]. На рис. 1.1, 1.2 показано залежність параметрів форсунок двигуна Д-243 від напрацювання в експлуатації.

Падіння тиску на початку впорскування палива ( $P_{fo}$ ) відбувається в першу чергу за рахунок усадки пружини, зносу з'єднання шток-голка і зносу кінцевих поверхонь, що замикають голку і корпус розпилювача. Тому всі пружини насадок підлягають дробеструйній обробці для підвищення втомної міцності. Зменшенню усадки пружин сприяє їх розгерметизація при температурі 110-120 °С і навантаженні, що в 1,5-2 рази перевищує робоче. Сферична конструкція контактних поверхонь голки і стрижня забезпечує не тільки швидке припрацювання, але й центрування стрижня і голки розпилювача. Знос цього з'єднання і замикаючих кінцевих поверхонь голки і корпусу розпилювача відбувається в основному в момент розміщення голки на сидлі. Ефективним способом зниження ударних навантажень є зменшення маси штока насадки та її гнучкості.

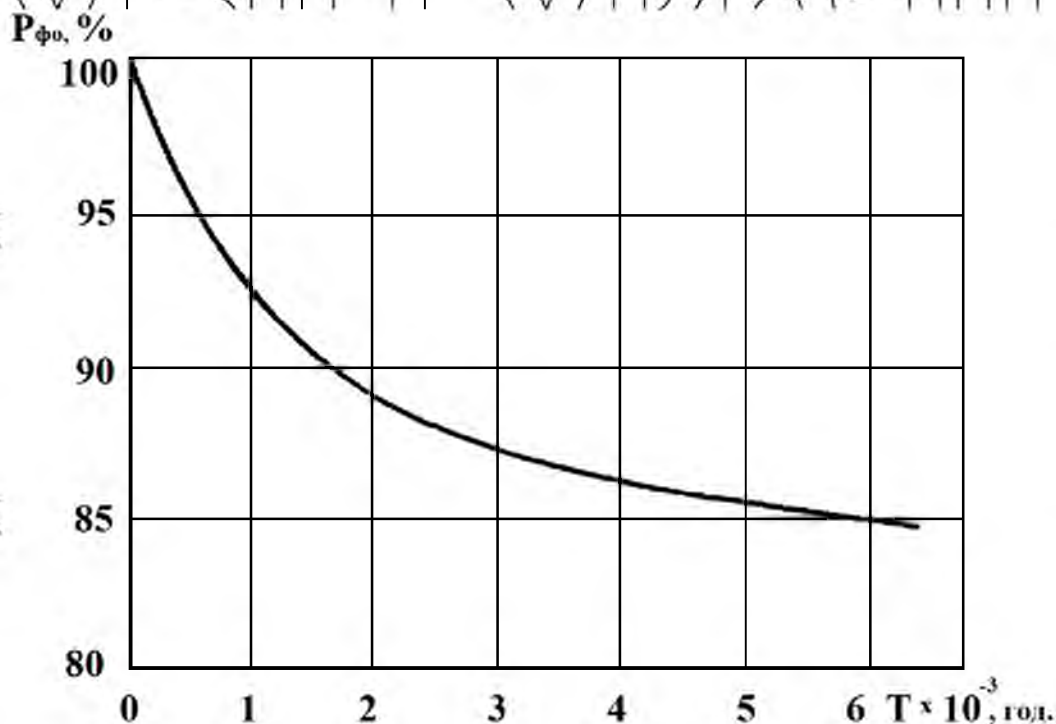


Рис. 1.1. Стабільність величини  $P_{fo}$  при роботі форсунок на двигуні.

Відомо, що падіння тиску найбільше в перші години роботи. На заводі при ослабленні форсунок встановлюється тиск уприскування на 1-1,5 мПа більше

заданого. Зношування отворів сопел, викликане абразивними частинками, призводить до збільшення ефективного перерізу розпилювальних пристроїв: спочатку заокруглюються гострі передні кромки, потім збільшується діаметр отвору [5].

Сучасні паливні системи забезпечують діаметр розпилених крапель палива 10–40 мкм в основній фазі вприскування [25]. При більш дрібному подрібненні паливо випаровується в зоні розпилювача форсунки і погіршується використання повітря в обсязі камери згоряння. На завершальній фазі вприскування утворюються краплі більшого розміру (до 200 мкм), що призводить до неповного згоряння

палива, що супроводжується зниженням ефективності та збільшенням димоутворення. У режимах малоциклического подавання різко погіршуються всі параметри процесу подачі палива.

У двигунобудуванні основними напрямками підвищення якості розпилення палива і, як наслідок, ефективності роботи дизеля на всіх режимах роботи є:

- Підвищення тиску вприскування палива [12, 25, 26, 47, 48, 49, 50];
- Регулювання характеристик уприскування;
- Використання нових конструкцій форсунок (у тому числі відцентрових форсунок),

- Виявлення оптимальних параметрів паливних систем.

Підвищення загального тиску вприскування палива призводить до поділення тонкості розпилення палива на всіх режимах роботи дизеля.

Технічні дані механічних форсунок, що встановлюються в двигуни-розподільники, наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Технічні дані насадок

Марка		Тиск початку впорскування палива, МПа	Кількість соплових отворів	Діаметр соплових отворів, мм	Хід голки, мм
Форсунки	Двигуна				
ФНІ-62005	СМД-14	12,5	1	2	0,45...0,55
6Т2-20С1-2Д	Д-144	17,0...17,5	3	0,3+0,05	0,27...0,34
ФД-22	СМД-60	17,5+0,5	4	0,34+0,02	0,23...0,28
	СМД-62				
ФД-22	Д-240	17,5+0,5	4	0,34+0,02	0,23...0,28
	Д-65М				
ЯЗТА	ЯМЗ-240Б	16,5+0,5	4	0,34+0,02	0,28...0,34
ЯЗТА	ЯМЗ-740	18,0+0,5	4	0,34+0,02	0,28...0,34

Крім того, відомі конструкції форсунок, які підвищують продуктивність двигуна за рахунок збільшення турбулентності палива, що впорскується в камеру згоряння [26, 27, 28, 29]. Наприклад, насадки за а. з. СРСР № 1511449, МКІ-02М, 61/16 мають вільно обертається сопло з вихідними каналами, орієнтованими по дотичній. Паливо, що викидається з них на великій швидкості, створює момент реакції, в результаті чого сопло починає обертатися і паливо інтенсивніше змішується з повітрям в камері згоряння. Однак турбулентність потоку палива може бути викликана не тільки на виході з каналів в камеру згоряння, але і на вході палива в сопло, тобто шляхом зміни геометрії поверхні голки. Наприклад в одному з. СРСР № 1724917, МКІ-02М 61/62, 1990. Конічна циліндрична частина голки між її напрямною поверхнею і замикаючим конусом називається стрижнем і має одну або кілька гвинтових канавок. У цьому випадку основним призначенням канавок є обертання голки. У той же час, можна вважати, що вони порушують симетрію потоку палива навколо голки, викликаючи турбулентність потоку і тим самим

покращуючи розпилення палива. Основним недоліком такої насадки є зниження міцності голки в порівнянні з циліндричною і надзвичайно висока трудомісткість виконання канавок на поверхні стрижня малого діаметра (наприклад, діаметр стрижня форсунки тип МТЗ - 4 мм), що заважає модернізувати відому форсунку.

Традиційним напрямком підвищення ефективності дизельних двигунів є визначення оптимальних параметрів паливних систем [29, 31, 32].

Ці параметри в основному залежать від величини диференціальної площі голки, різниці кутів замикання конусів голки і корпусу розпилювача, маси рухомих частин, об'єму паливної системи високого тиску, площа ефективного прохідного перерізу розпилювача, залишковий тиск у паливопроводі високого тиску [25, 64, 65, 66].

Підвищити економічну ефективність можна також за рахунок інтенсифікації впорскування палива та впливу на динаміку розпилення струменя палива [18, 24, 31].

Розглянуті методи підвищення ефективності дизельних двигунів постійно досліджуються та вдосконалюються, а окремі розробки успішно впроваджуються у виробництво.

Проте питання підвищення паливної ефективності та відновлення працездатності форсунок дизельних двигунів автотракторів при техобслуговуванні вивчено недостатньо, оскільки необхідні нові розробки для підтримки певного рівня якості розпилення палива під час роботи випробування.

Форсунки та розпилювачі підлягають контролю під час виробництва на заводі, при надходженні на ремонт у якості запасних частин, під час технічного обслуговування протягом усього періоду експлуатації [33, 34, 37, 39, 40].

Контролюються такі основні показники:

1. Гідроізоляція
2. Герметичність запірною конуса і відсутність тяги.
3. Тиск початку впорскування.
4. Рухливість голки атомайзера.
5. Акуратний рух голки розпилювача.
6. Пропускна здатність атомайзера.

7. Якість розпилення палива.

8. Витрата сопла.

Зміна якості розпилення вихідного палива зумовлена в основному погіршенням рухливості голки. Відомо, що до 80% поломок пов'язані з втратою рухливості голки розпилювача (або її замерзанням), тому після 250 мотогодин необхідно проводити профілактичне обслуговування.

Відповідно до розділу 18 стандарту РТМ 70.0001.029-80, рухливість голки розпилювача перевіряють шляхом прокачування палива або технологічної рідини через сопло та налаштування його на заданий тиск початку вприскування.

Загальноприйнято, що впорскування палива в працюючу розпилювач повинен супроводжуватися звуком, характерним для відповідної конструкції розпилювача (параграф 18 РТМ).

Відповідно до держстандарту 9928-71 прийнято вважати, що впорскування палива повинно бути чітким і супроводжуватися характерним звуком. Порівнюючи з еталонним розпилювачем, можна оцінити чіткість впорскування та характер звуку. Якщо при прокачуванні палива впорскування супроводжується різким, характерним високим звуком, такі форсунки зазвичай називають «шумними».

Хороша розпиленість палива і хороша герметичність характерні для «звучних» форсунок при перевірці на гідроаккумуляторних стендах.

У «дзвінкому» розпилювачі рух голки має коливальний характер, у «глухому» регулярні коливальні процеси спостерігатися не можуть (рис. 1.3).

Прийнятий спосіб бракування форсунок, хоч і містить суб'єктивний елемент (судження «на слух»), заснований на практичних спостереженнях, які показують, що при установці на дизельний двигун форсунки з «глухими» форсунками швидко втрачають ефективність через несумісність Голка завдяки значно збільшеним силам тертя в прецизійній парі голка-розпилювач.

Тому випробування, передбачені ГОСТом, дозволяють не стільки оцінити якість розпилення, скільки перевірити рухливість голки розпилювача в зібраній форсунці, що необхідно для її тривалої роботи.

У роботах [24, 41, 42] відзначаються наступні складові шумового ефекту, які виникають під час випробувань атомайзера:



- турбулентна пульсація рідини в форсунці;  
 - різке, періодичне відсікання струменя палива, коли голка упирається в упорний конус;  
 - Автоколивання голки розпилювача форсунки.

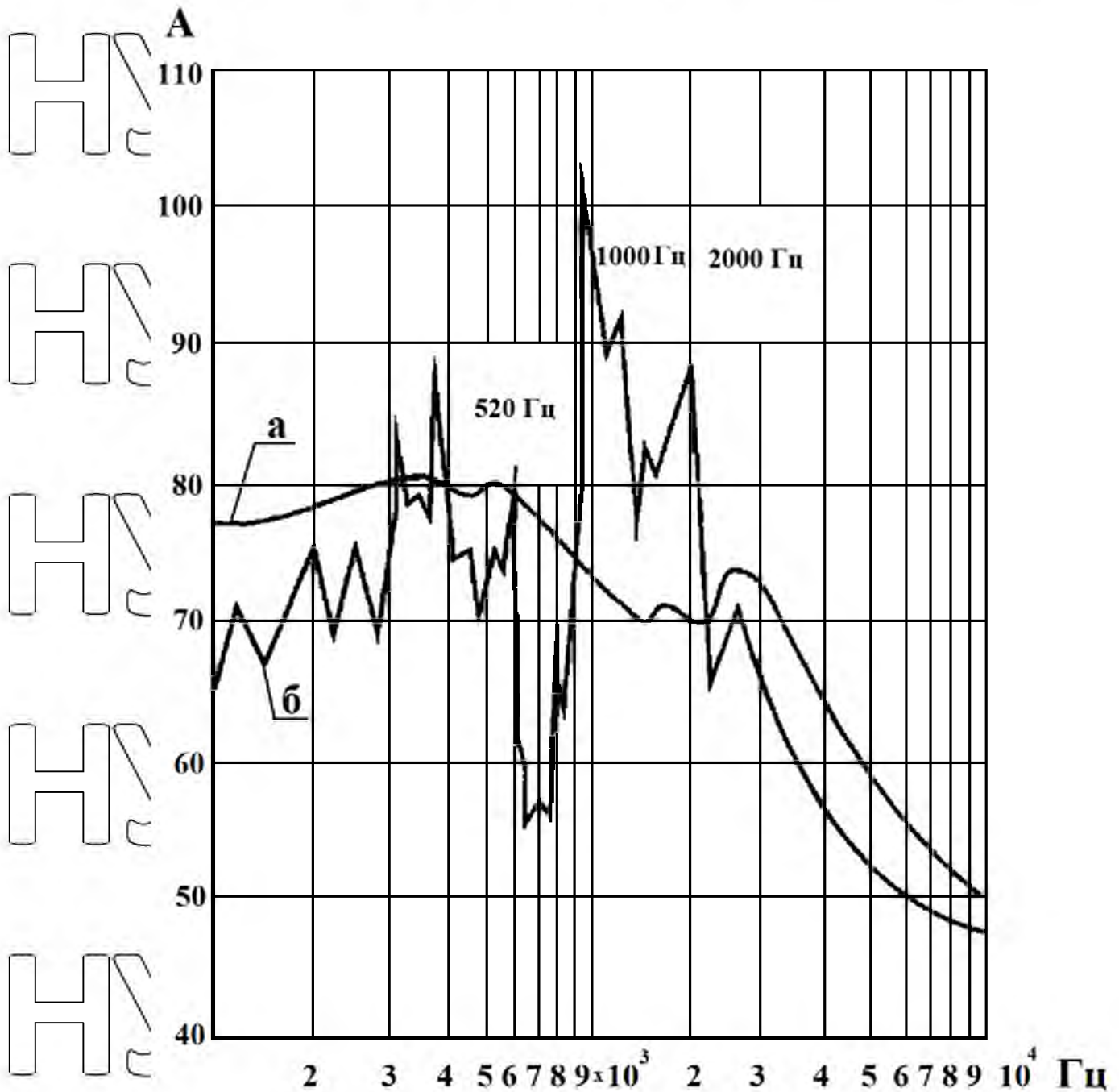


Рис. 1.2. Спектри звуків, вироблених «приглушеним» (а) і «звучним» (б)

розпилювачами під час випробувань

Дослідженню роботи закритих форсунок в режимі вдювання дроблення

присвячені праці вітчизняних та зарубіжних вчених: Каліма Г.Г., Кузнецова Т.Ф.,

Лищевського А.С., Ляшкова В.І., Трусова В.І., Дмитрієнко В. П., Масляний Г.Д., Мальчук В.І., Пакмана М.М., Пакмана А.М., Хеджкена В., Остегршан Ф.

Наявність дробового впорскування є невід'ємним показником працездатності форсунок, як зазначено в роботі [43]. Наявність дробового впорскування (нестабільна робота форсунки) залежить не тільки від технічного стану форсунки, а й від усієї сукупності параметрів форсунки, характеристик палива, налаштування форсунки, характеристик стендового і випробувального режимів, а також знос елементів насадки [44,45].

У роботах [46, 67] досліджено вплив зношеного стану розпилювача, тиску при початковому набігу пружини, маси голки тощо на частоту коливальних процесів у системі «стійка-форсунка». Експериментально визначено об'єм порожнини розпилювача. Встановлено, що спектри сигналів руху голки небулайзера і звуку, що видається ними під час ін'єкції, близькі за частотою. У режимі дробової ін'єкції спектр сигналу та тону руху голки в основному містить основну гармоніку та її другу гармоніку. Також встановлено, що для кожного атомайзера (залежно від технічного стану) співвідношення першої та другої гармонік суттєво відрізняється. Розпилювачі, в яких при визначенні герметичності спостерігалось змочування корпусів форсунок, переходять у режим дробового впорскування на частотах 300...500 Гц. Критерій придатності авлоф обгрунтував параметром «рухливість голки» - наявність дробового впорскування з частотою коливань 780...1140 Гц свідчить про відповідність технічного стану розпилювача вимогам ГОСТу.

У роботі [46] описано картину автоколивальності голки і тиску палива в корпусі форсунки в системі «стійка – форсунка».

Коли голку піднімають із закриваючого конуса розпилювача, тиск палива в порожнині розпилювача знижується завдяки дії накачування голки. Витрата палива збільшується при підйомі голки за рахунок дросельної секції в замикаючих конусах.

Потік палива з гідроакумулятора в порожнину розпилювача спрямований на підвищення тиску палива в порожнині розпилювача.



Якщо процеси, спрямовані на зниження тиску палива в порожнині розпилювача, переважають конкуруючий процес, тиск палива всередині нього починає зменшуватися, коли стрілка піднімається і стає меншою.

З цього моменту голка продовжує свій підйом завдяки властивостям інерції (збереженої кінетичної енергії).

Після вичерпання запасу кінетичної енергії голка досягає точки найвищого підйому і змінює напрямок руху. У момент найбільшого підйому голки тиск в порожнині розпилювача мінімальний, не виключена суцільність рідин.

При русі голки до упорного конуса підвищується тиск у порожнині сопла за рахунок накачувального ефекту голки і зменшується витрата палива за рахунок дросельного перерізу на упорному конусі.

Рух голки відбувається зі збільшенням швидкості, поки тиск в порожнині розпилювача не досягне певного значення. З цього моменту стрілка рухається до приземлювального конуса з меншою швидкістю.

Під впливом зростаючого тиску голка може змінювати напрямок руху як до досягнення запірного конуса, так і до удару по ньому (удару), при цьому витрачаючи частину кінетичної енергії на деформацію запірного конуса.

При цьому впорскування палива відбувається у вигляді серії послідовних чергування різких уприскувань. Швидкий підйом і посадка голки забезпечують чіткий початок і кінець ін'єкції без витоків. Як згадувалося кілька разів, цей тип впорскування називається дробовим уприскуванням.

На жаль, дуже мало досліджень в літературі присвячено підтримці та відновленню дробового впорскування палива через форсунки в процесі експлуатації та обслуговування.

Результати експериментів, проведених на стендах КУ-22203М і КУ-3333, наведені в [46], показали, що спектр сигналів руху стрілки суттєво не змінювався навіть при різних швидкостях впорскування палива і була друга гармонічна складова для "дзвін" розпилювача характеризує рухливість голок (рис. 1.4).

Таким чином, аналіз літературних джерел дозволяє виявити подальші можливості збільшення терміну служби форсунок. Для цього необхідно теоретично визначити вплив конструктивних і контрольних параметрів форсунки на її робочі

показники за допомогою аналітичного представлення руху голки інжектора з метою розробки заходів щодо відновлення рухливості голки інжектора та якості розпилення палива при обслуговуванні та ремонті.

## 1.2 Аналіз існуючих методів відновлення працездатності форсунок при обслуговуванні та ремонті

Система технічного обслуговування і ремонту паливної апаратури включає такі види: планове технічне обслуговування, ремонт, зберігання.

Поточне технічне обслуговування паливних форсунок зазвичай проводиться в ремонтній майстерні або станції технічного обслуговування на робочому місці, обладнаному спеціальним обладнанням та інструментами. При ТО-2 очищають, промивають, перевіряють і регулюють форсунки, при ТО-3 визначають витрату [40, 54-, 53].

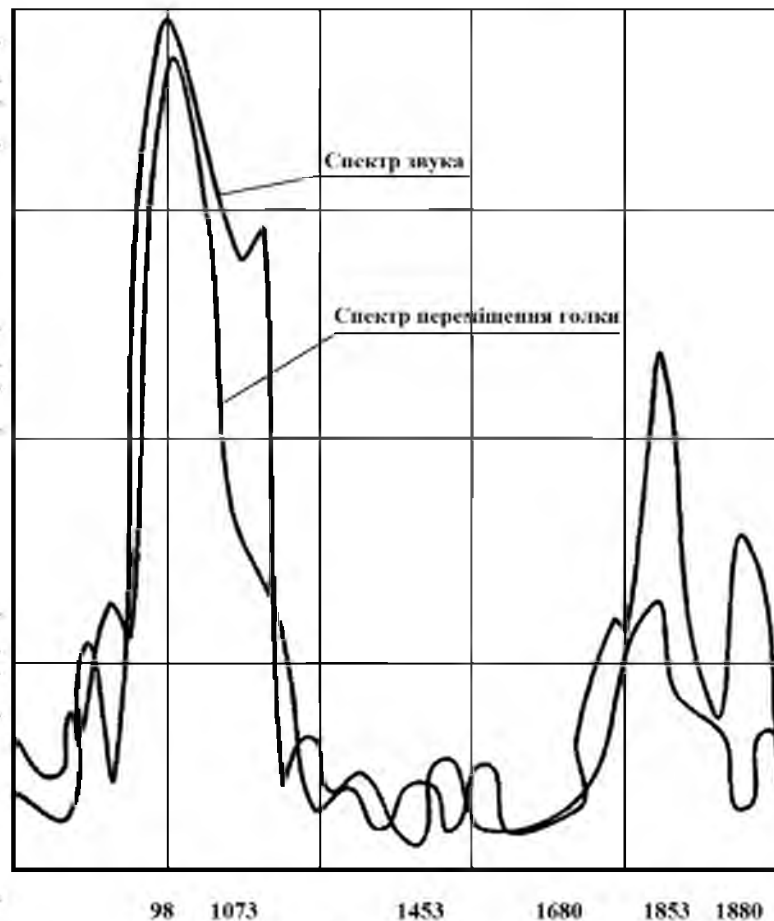


Рис. 1.3 В'язок між акустичними спектрами та рухом голки в режимі дробової ін'єкції.

Не підлягають технічному обслуговуванню і вибраковуюються форсунки з такими дефектами: тріщини і розриви корпусу, носиків фланців, днища шпифтового розпилювача, сопла розпилювача. Зазначені дефекти визначаються візуально.

Не підлягають технічному обслуговуванню і відправляються в ремонт форсунки з такими дефектами: порушення перпендикулярності прокладки і внутрішніх торців корпусу форсунки і гайки форсунки, обрив і змінання двох і більше різьб, сліди зносу ущільнення. кінець корпусу форсунки перед ударом голки форсунки, збільшений хід голки в зібраних форсунках відповідають підвищеним технічним вимогам.

ТО- 2 перевіряє форсунки за величиною тиску на початку ходу голки, якість розпилення палива і витрата палива.

На ТО-3 одночасно зі зняттям ТНВД для перевірки згідно з рекомендаціями, крім заданих параметрів, перевіряють форсунки на легкість ходу голки вприскування (порушення рухливості голки) герметичність і герметичність форсункового вузла. Розпилювач рекомендується очистити від нагару і коксу спеціальними очисними засобами і промити в спеціальному апараті при ТО-3 струменем палива. При незначному порушенні рухливості голки допускається «освіжити» напрямну поверхню голки і тіло фіксуючих конусів і торцевих поверхонь спеціальною пастою. Якщо навіть після очищення, миття та освіження якість розпилення незадовільна або витікає паливо у вигляді крапель і вологи, обприскувач буде відправлено на ремонт.

Як показано в огляді вище, рекомендується очищати, мити та полірувати («оновлювати») точні поверхні, щоб відновити якість розпилення палива та рухливість голки розпилювача під час поточного технічного обслуговування. При цьому, за відсутності зносу деталей форсунок, можна досягти параметрів первинного вприскування відповідно до рекомендацій заводів-виробників. При зношеності окремих частин розпилювача ці операції часто не дозволяють відновити необхідні параметри і форсунка з розпилювачем відправляється в ремонт.

Тому потрібні нові розробки для відновлення якості розпилення палива та рухливості голки розпилювача під час обслуговування.

Рухливість голки характеризується власними коливаннями голки розпилювача, які залежать від конструкції і параметрів регулювання форсунки, в тому числі натягу пружини і коефіцієнта витрати палива.

Існуючі знання про послідовність роботи форсунки дозволяють зробити висновок, що процес виходу палива з форсунки повинен бути максимально кавітативним, що можливо при існуючих конструкціях форсунок імпульсною подачею палива або закручуванням форсунки. витрата палива.

При вібрації стрілки можлива імпульсна подача палива. Переривання потоку палива спричинить пульсацію. Збільшити або скоротити період коливань можна шляхом зміни жорсткості пружини або маси голки. Як зазначалося вище, покращити розпилення палива можливо шляхом зміни геометрії голки розпилювача [24, 31].

Під час роботи розпилювачів зношуються напрямні та замикаючі поверхні корпусів і голок, а також розпилювальні отвори. Всі атомайзери піддаються впливу кіптяви, особливо на першому етапі роботи. Найбільш схильні до деформації корпуси [1, 54, 61, 62, 69, 70]. Всі ці дефекти знижують продуктивність, збільшують

питому витрату палива і призводять до передчасного виходу з ладу розпилювача.

Оскільки розпилювачі виходять з ладу з різних причин, способи їх відновлення також можуть бути різними, а саме: очищення від нагару, повторна збірка із заміною деталі на новий ремонтний розмір, гальванічне покриття та ін.

До дефектів, які можна виправити в форсунках в умовах ремонтного виробництва, відносяться: втрата герметичності, погане розпилення палива, обмежена рухливість голки або замерзання голки, зниження водонепроникності, збільшення ходу голки, зниження ефективного опору потоку. внаслідок закоксування розпилювальних отворів.

До основних операцій при ремонті форсунок відноситься промивка і відновлення. Останні поділяються на відновлювальні розпилювачі до направляючій (прецизійна частина) і конічній (замикаюча) поверхні, а також відновлювальні руху голки і ущільнювальні частини розпилювача. Процеси

промивання, до яких також відноситься очищення від кокеових відкладень (шлаків), досить детально описані в літературі [3, 6, 40, 55, 56, 60]. Після попереднього промивання в дизельному паливі обприскувачі кип'ятять у розчині такого складу: тринатрійфосфат – 40 г/л, їдкий натр – 20 г/л, мило господарське – 40 г/л, рідке скло – 20 г/л. л. Варка відбувається протягом 3-4 годин при температурі 368-373° К [6].

Використання ультразвукового очищувача дає хороші результати. Іноді його поєднують з кип'ятінням, що дозволяє краще відмити.

Остаточне видалення нагару із зовнішніх поверхонь здійснюється за допомогою латунних щіток і скребків. Внутрішні порожнини очищають набором очищувачів КИ-5319. Отвори розпилувача очищають дротом (шнуром) або свердлами відповідного діаметру. Існують способи «пробивання» отворів хвилею високого тиску (АС № 659777) [6].

Для відновлення рухливості та водонепроникності відновлюється напрямна частина голки розпилувача.

Якщо на сполучених поверхнях  $\varnothing 6$  мм є задирки, необхідно відновити рухливість голки. Видалення слідів нальоту металу, подряпин і ліній здійснюється шляхом взаємного тертя голки і корпусу атомайзера.

Гідроізоляцію відновлюють повторним монтажем, заміною деталі на нову або додаванням металевого шару. Перепакування передбачає розбирання розпилувачів, а потім повторне їх збирання методом вибіркового складання.

Для відновлення голки розпилувача ( $\varnothing 6$  мм) застосовують хромування, хімічне нікельування, боровання, дифузійне хромування та титанування [9, 3, 51, 56].

Хоча ці методи широко пропагуються в літературі, в ремонтному виробництві вони використовуються рідко. Це пов'язано з високою трудомісткістю та енергоємністю процесу, затримкою і складністю подальшої обробки. Після відновлення розмірів одним із перерахованих способів деталі підляють механічній обробці за технологією, яка практично не відрізняється від застосовуваної на виробничих підприємствах.

Тому реконструкція обприскувачів цими методами не завжди виправдана як з економічної, так і з технічної точки зору. Відновлювати напрямну частину немає сенсу, якщо гідроізоляція в допустимих межах. Відомо, що термін служби відремонтованих форсунок залежить в першу чергу від якості кінцевого з'єднання і підвищення зносостійкості напрямної частини не означає збільшення терміну її служби після ремонту.

Відновлення кінцевої поверхні корпусу розпилювача може проводитися шліфуванням, а також шліфуванням на верстатах за технологією, за якою виготовлено розпилювач. До недоліків цього способу можна віднести те, що пошкодження основи переноситься на поверхню конуса.

Відновлення заданої висоти ходу голки зазвичай досягається шляхом притискання кінця ущільнення корпусу розпилювача до чатискної пластини або плоскої направляючої машини.

Проведений аналіз дає підстави вважати, що технологічні процеси відновлення розпилювачів і форсунок, які зараз використовуються в ремонтних майстернях, в цілому характеризуються високою вартістю і трудомісткістю. Вони практично повторюють технології виготовлення. Цим пояснюється той факт, що на даний час значно зменшився обсяг ремонтних робіт з відновлення паливної апаратури, в тому числі форсунок.

Аналіз літератури дозволяє зробити такі висновки:

- Науково-дослідні розробки в галузі паливних систем дизеля, в тому числі інжекторних форсунок, в першу чергу спрямовані на підвищення якості розпилення палива за рахунок використання нових конструкцій форсунок, регулювання характеристик уприскування за допомогою електронного керування та підбору оптимальних параметрів;

- Зміна вихідних характеристик паливної подачі та виникнення відмов паливної апаратури в роботі значною мірою залежить від низького технічного рівня експлуатації та недоліків поточних технологій обслуговування.

- існуючі способи відновлення деталей форсунок (у тому числі розпилювачів) мають певні недоліки, що пояснює низьке використання їх деталей у ремонтному виробництві;

- Удосконалення технічного обслуговування дизельних форсунок тракторів і зернозбиральних комбайнів за рахунок підвищення якості розпилення палива і рухливості голки розпилювача є одним із шляхів підвищення їх надійності.

### 1.3 Мета та завдання дослідження

Мета дослідження: підвищення надійності форсунок дизеля шляхом удосконалення технічного обслуговування та ремонту.

Завдання:

1. Теоретично обґрунтувати способи відновлення працездатності форсунок при технічному обслуговуванні та ремонті.
2. Дослідити вплив конструктивних і контрольних параметрів розпилювачів на продуктивність форсунок.
3. Удосконалення технології обслуговування форсунок.
4. Провести виробничі випробування та надати техніко-економічне обґрунтування запропонованих розробок.

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ФОРСУНОК

### 2.1. Аналітичне дослідження руху голки розпилювача

Відповідно до завдань, сформульованих у першому розділі, розглянемо роботу форсунки розпилювача в момент закінчення витікання з неї палива.

Повністю вивчено роботу дизельних форсунок тракторів [24, 73, 81]. Однак очевидно, що є й інші шляхи його покращення. Це стосується роботи голки, штовхача і пружини.

При аналізі фази руху голки працюючого розпилювача встановлено, що перед початком уприскування при підвищенні тиску у внутрішніх порожнинах розпилювача відбувається деформація паливного каналу (у подовжених розпилювачах без штифта). Це призводить до того, що конус замикання відкривається, в результаті чого голка піднімається на величину  $\Delta h$ . Розмір отвору конуса і, отже, крок голки залежать від жорсткості тіла  $G_k$ . Під час уприскування палива кут замикаючого конуса зменшується. Фактичне значення підйому голки при впорскуванні та посадці різне: під час уприскування воно на  $\Delta y$  менше, ніж при посадці. Положення голки в різні моменти робочого циклу (рис. 2.1) можна описати диференціальними рівняннями [73]:

перед вприском:

$$m_z \frac{d^2 y}{dt^2} = (p_p - p_e) \cdot (f_z - f_{z.o}) + (p_e - p_y) \cdot f_{z.o} + G_n \cdot (h_{z.n} + y) - f_{p_x} + G_k \cdot \Delta h \cdot \cos \alpha; \quad (2.1)$$

під час вприску

$$m_z \frac{d^2 y}{dt^2} = (p_p - p_e) \cdot (f_z - f_{z.o}) + (p_e - p_y) \cdot f_{z.o} + G_n \cdot (h_{z.n} + (y - \Delta h \cdot \cos \alpha)) - f_{p_x}; \quad (2.2)$$



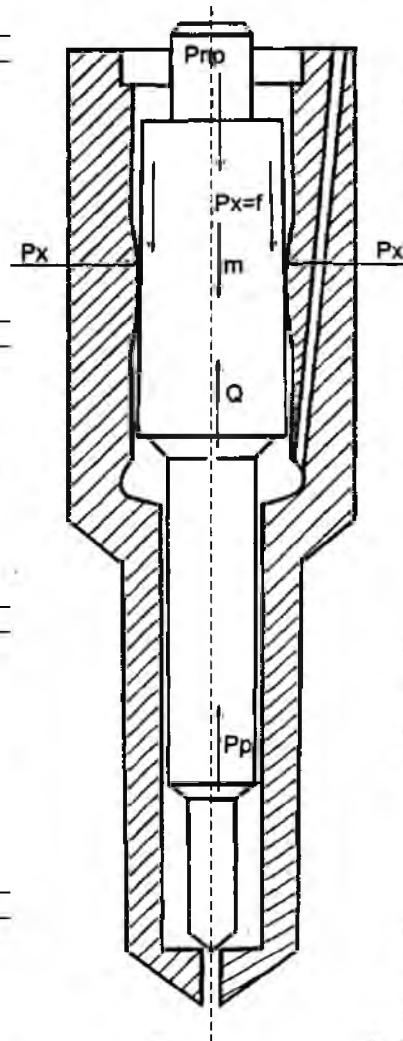


Рис. 2.1 Розрахункова схема форсунки розпилювача

коли голка вставлена

$$m_g \frac{d^2 y}{dt^2} = (p_{p.zal} - p_{v.zal}) \cdot (f_z - f_{z.o}) + (p_{v.zal} - p_{y.zal}) \cdot f_{z.o} + G_n \cdot (h_{z.n} + (y + \Delta h \cdot \cos \alpha)) \quad (2.3)$$

$$m_g \frac{d^2 y}{dt^2} = p_x \cdot \pi \cdot D + G_n \cdot \Delta h_{on} \cdot \sin \alpha; \quad (2.4)$$

У формулах (2.1..2.4) прийнято позначення:  $m_g$  - маса голки;  $f_{пн}$  - площа поперечного перерізу голки;  $f_{пн}$  - тиск голки на поверхню опори;  $p_p$  - тиск палива в лінії подачі;  $p_n$  - тиск палива перед отвором форсунки розпилювача;  $p_y$  - тиск у камері згоряння двигуна;  $G_n$  - жорсткість пружини сопла;  $h_{пн}$  - величина

попереднього стиснення голки; Enter - введення голки;  $f_{px}$  - сила тертя;  $p_x$  - сила зчеплення;  $\Delta h$  - переміщення голки внаслідок деформації замикаючого конуса розширювача.

Жорсткість корпусу розпилювача істотно впливає на параметри подачі палива. Недостатня товщина стінок паливної камери і каналу може викликати коливання голки протягом усього циклу подачі палива. Недостатня жорсткість соплової частини розпилювача в пусковому режимі є причиною нестабільної роботи форсунок через зниження тиску впрыскування і збільшення їх продуктивності.

Тому в якості одного із ремонтних заходів можна рекомендувати підвищення жорсткості корпусу розпилювача шляхом термічної обробки. Існуючі знання про процес роботи інжектора дозволяють зробити висновок, що процес виходу палива з інжектора необхідно зробити максимально кавітаційним, що можливо при існуючих конструкціях форсунок завдяки:

- імпульсна подача палива, тобто за рахунок переривання його надходження;
- Закручування потоку палива.

При вібрації стрілки можлива імпульсна подача палива. Порухення потоку палива призводить до його пульсації і, як наслідок, утворення зон розрядження - стиснення в потоці.

Диференціальні рівняння руху голки дозволяють зробити висновок про існування такого коливання. Розглянемо рівняння руху голки під час ін'єкції (2), без урахування деформацій тіла та голки (рис. 2.1):

$$m_z \frac{d^2 y}{dt^2} = (p_p - p_e) \cdot (f_e - f_{z.o}) + (p_e - p_y) \cdot f_{z.o} + G_n \cdot (h_{z.n} + y); \quad (2,5)$$

де

$$m_z \frac{d^2 y}{dt^2} - G_n \cdot y = G_n \cdot h_{z.n} + (p_p - p_e) \cdot (f_e - f_{z.o}) + (p_e - p_y) \cdot f_{z.o} = A; \quad (2,6)$$

Рішення цього рівняння має вигляд:

Частота коливань постійна протягом усього часу роботи голки і визначається за формулою:

$$y = y_0 \cdot \sin/kt + \frac{A}{k^2}; \quad (2,7)$$

Тому зміна частоти можлива або шляхом зміни жорсткості пружини, що натискає на голку, або шляхом зміни маси голки. Яка вібрація бажана? Ймовірно,

$$k^2 = \frac{G_n}{m}; \quad (2,8)$$

той, який дозволяє забезпечити необхідну потужність подачі палива і зробити подачу палива імпульсною. Співвідношення амплітуд  $y_0$  і  $A/k^2$  тут становить 1:1, оскільки початкові умови коливального процесу задаються статично відкритого положення сопла. Таким чином, теоретично ми отримуємо повне припинення потоку з частотою  $k$  на весь час відкритого сопла. Частоту коливань слід вибрати на основі в'язкості палива, щоб попередній імпульс палива не зіштовхувався з наступним у тому ж циклі відкриття форсунки.

Визначимо період коливань стрілки за жорсткістю пружини та масою стрілки для двигуна Д-243:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{G}{m}}} = \frac{6,28}{\sqrt{\frac{20000}{0,01}}} = \frac{6,28}{1,41 \cdot 1000} = 0,0044 \text{ с.}$$

де  $G$  – жорсткість пружини, прийнята рівною 20 кгс/мм,

$m$  — маса голки, що дорівнює 10 грамам.

Збільшити або скоротити період коливань можна шляхом зміни жорсткості пружини або маси голки. Наприклад, при зміні маси голки на 2 грами за рахунок борозенок період дорівнює 0,004 с, тобто змінюється на 9%, що призводить до збільшення частоти коливань голки, кращого розриву голки. поверхнева плівка, покращення розподілення палива та зменшення тертя.

Змінити силу пружини за такої конструкції неможливо, оскільки це змінює тиск упорскування та потребує регулювання всієї паливної системи, що не очікується в цій ситуації.

Другий прийом покращення розпилення палива — це завихрення потоку палива. Природно, що в камерах згоряння дизельних двигунів присутній кавітаційний вихор палива, і вдосконалення цього процесу шляхом зміни геометрії камер згоряння продовжується. Розглянемо можливість поліпшення розпилення палива тільки шляхом ремонтних заходів, що змінюють конструкцію форсунки.

## 2.2. Вплив конструктивних параметрів розпилювача на робочі показники форсунок

### 2.2.1. Ексцентричне стискання голки розпилювача

Використовуючи скошені голки, що контактують із штовом пружини, можна досягти нецентрального стиснення голки розпилювача в дизельних форсунках (рис. 2.2). У цьому випадку голка піддається опору матеріалів

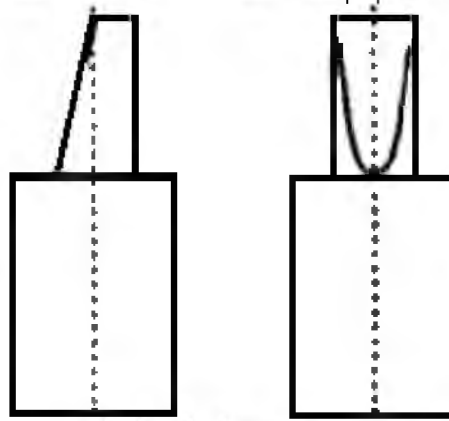


Рис. 2.2 Схема скошу голки на валу

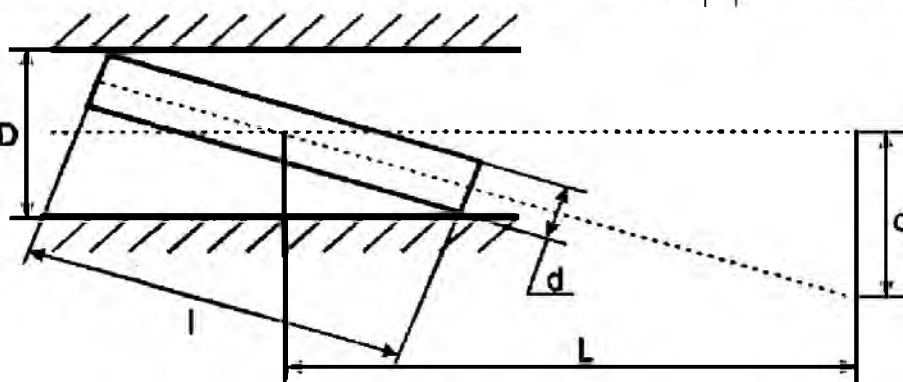


Рис. 2.3 Зміщення голки розпилювача під час ексцентричного стиснення

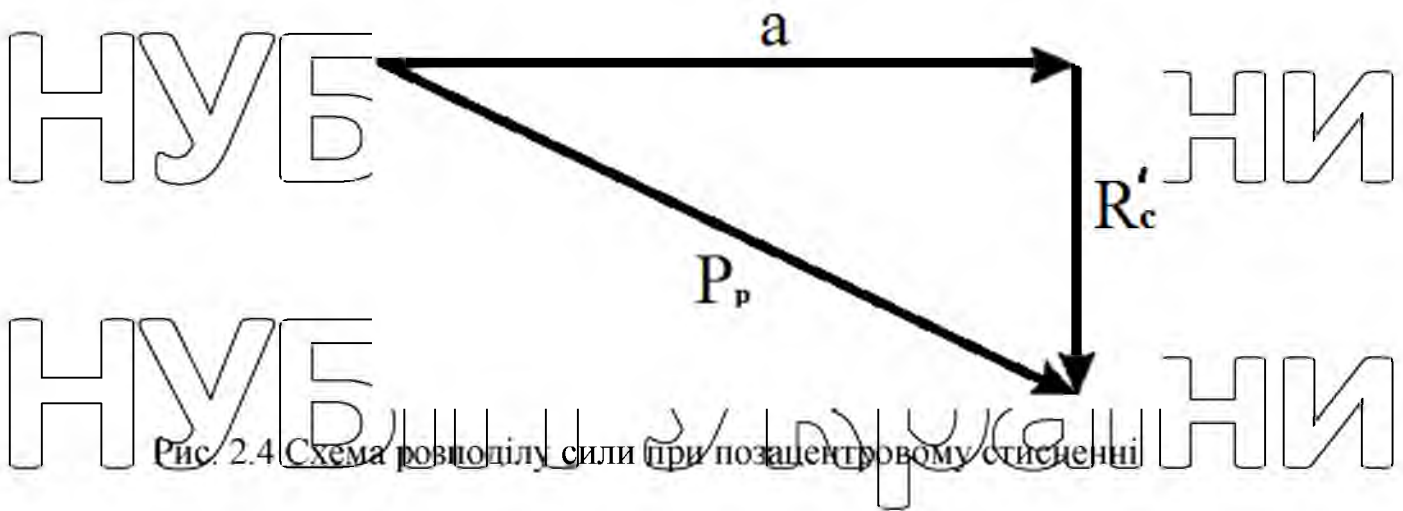


Рис. 2.4 Схема розподілу сили при позацентричному стисненні

позацентричне стиснення (в статичному варіанті завдання), що призводить до викривлення осі голки (рис. 2.3), наскільки це можливо при діаметрі довжиною  $a$ . При цьому сопло голки викривляється, і потік палива обтікає голку нерівномірно, що призводить до турбулентності та покращує розширення палива.

Крутний момент голки також виникає через невідповідність діаметрів посадкового конуса і діаметру направляючої голки (рис. 2.4), що призводить до повороту голки навколо своєї осі.

Нехай скіс на кінчику голки буде 0,5 мм. Фіксуюча сила тоді діє на голку не по центру, що призводить до її неправильного розташування. Вістря голки зміщується на величину  $\Delta = q$  (рис. 2.3).

$$\Delta = q = \frac{(L-a) \cdot L}{r} = \frac{0,08 \cdot 37,5}{15} = 0,2 \text{ мм} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \quad (2.10)$$

Звичайно, такий розрахунок є граничним і для прийнятної реалізації досить прийняти 0,5-0,75 граничного, тобто  $\Delta = 0,1-0,15$  мм. Таке зміщення призводить до вібраційних спотворень голки, які переривають потік і утворюють кавітаційні завихрення в соплі. До речі, зауважимо, що тут також діє крутний момент, як і

$$M_{кр} = R'_c \cdot \Delta, \text{ при } R'_c = P_p \cdot \sin \alpha = \frac{P \cdot 0,08}{15} \text{ малих кутах } \sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha. \text{ і } P_p \text{ Відповідно до}$$

[24] можна припустити 500 н.

$$\text{Це } M_{кр} = \frac{500 \cdot 0,08}{15} \cdot 0,08 = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ нм, призводить до обертання голки та}$$

збільшення кавітаційного потоку.

Обертальний рух голки описується рівнянням

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_{кр} \quad (2.11)$$

де:  $I$  – момент інерції стрілки відносно осі симетрії. За даними [24] її числове значення для голки становить  $10^{-7}$  кгм<sup>2</sup>. Якщо ми проінтегруємо написане рівняння, отримаємо

$$\omega = \int \frac{M}{I} dt + \omega_0 \quad (2.12)$$

Ми приймаємо  $\omega_0 = 0$ , оскільки рух починається знову з кожним впорскуванням. Тоді вийде, що інтеграл дорівнює

$$\omega = \frac{M}{I} \cdot t$$

Отже, швидкість обертання голки лінійно залежить від часу. Це означає, що на холостому ході та часі впорскування [24] 15–18 мс ця швидкість може зрости до

$$n = \frac{30 \cdot M}{\pi \cdot I} \cdot t = \frac{30 \cdot 0,21 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10^{-7}} \cdot 18 \cdot 10^{-6} = 0,04 \text{ об/хв.}$$

### 2.2.2. Турбулентний процес камері згоряння циліндра двигуна

Технічно можна досягти процесу кавітації в камері згоряння, утворивши канавки в трусі діаметром 3 мм над конусом удару. Диска діаметром 3 мм конструктивно являє собою платформу, паралельну осі голки, що викликає турбулентність потоку палива (рис. 2.5). У цьому випадку потік палива навколо голки несиметричний. Потік палива за голкою має різний градієнт швидкості в різних точках і тому різний тиск біля різних отворів, що призводить до появи асиметричного розпиленого полум'я і, як наслідок, кавітаційних завихрень в камері згоряння.



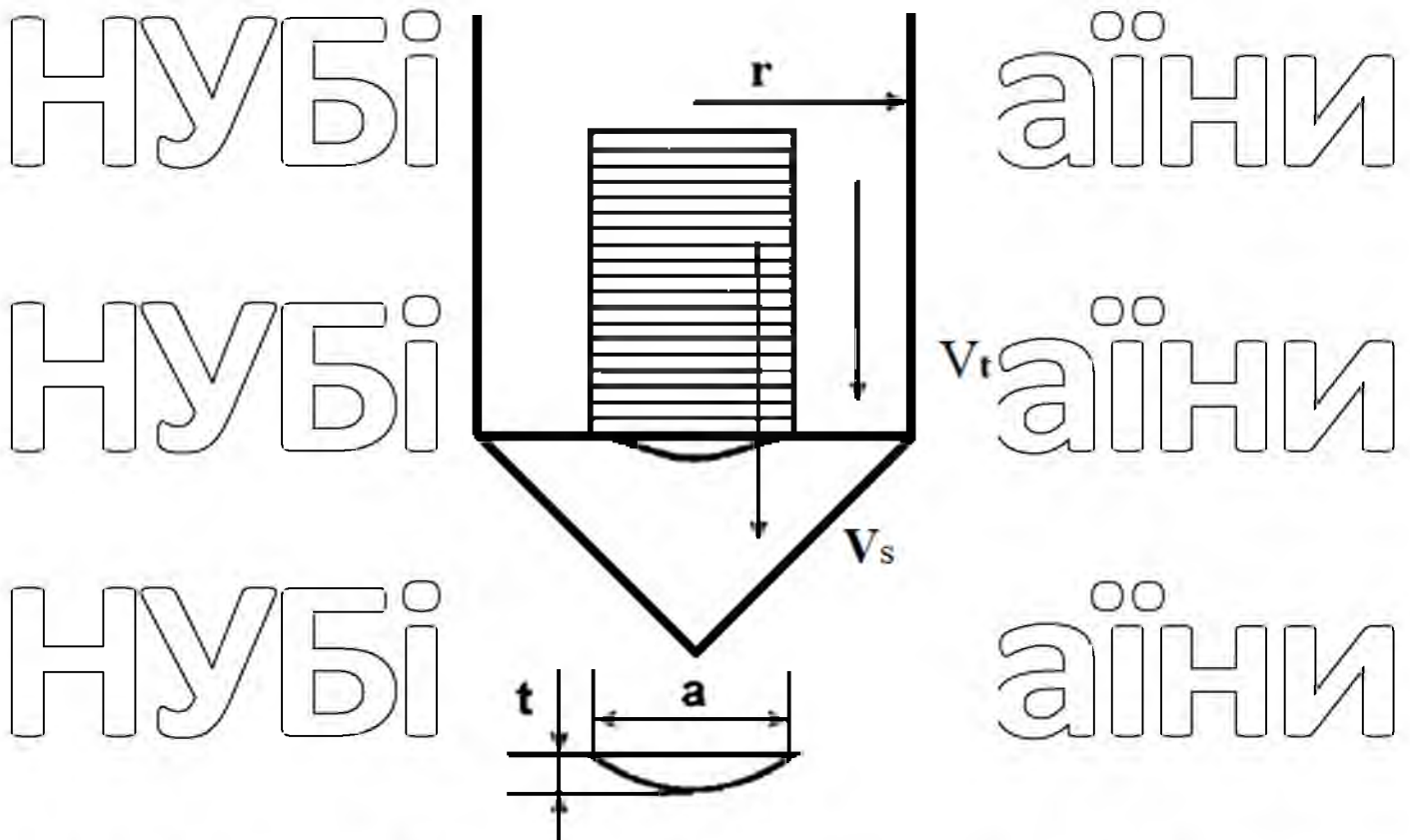


Рис. 2.5 Схеми розташування диски на голці

Давайте оцінимо градієнт швидкості на основі витрати палива. При глибині лиски 0,2 мм площа поперечного перерізу збільшується на [75], коли паливо протікає через:

$$S = (l \cdot r - a(r - h)) / 2; \quad (2,14)$$

де  $a$  – довжина хорди відрізка;

$h$  – висота сегмента,

$l$  – довжина кола, що обмежує сегмент,

$r$  – радіус кола, що обмежує сегмент

Отже, для заданих розмірів голки та насадки отримуємо  $S = 0,4 \text{ мм}^2$ . Тому витрати палива тут будуть більшими за обсягом [24].

$$Q_s = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2}{\rho_f}} (p_f - p_f'); \quad (2,15)$$

де  $\mu = 0,8$  коефіцієнт витрати дросельної секції;

$P_1, P_f, P_f'$  – відповідно тиск в магістралі (180 атм), до розглянутого перетину (180 атм) і після (175 атм). Якщо підставити в написану формулу дані форсунок дизеля Д-243, то отримаємо  $Q_s = 0,075$ . Це призводить, по-перше [24], до того, що коефіцієнт кавітації дорівнює 2, а по-друге, швидкість потоку зменшується і дорівнює

$$v_f = \frac{Q_s}{S} = \frac{0,075}{0,004} = 18,75 \text{ м/с.}$$

При швидкості потоку палива в нормальній частині голки дорівнює [24],  $V_f = 20 \text{ м/с}$ . Такий перерозподіл швидкостей біля замикаючого конуса голки дозволяє підготувати паливо до нестационарної течії у валу і в каналах форсунок, що покращує його розпилення в камері згорання.

У [24] залежність між характеристикою отвору  $U$  і коефіцієнтом кавітації  $K$  показано у вигляді графіка (рис. 2.6).

Оскільки писка введена в структуру голки, змінює параметри потоку палива перед проходженням, а саме швидкість, коефіцієнт кавітації також змінюється опосередковано. При цьому наведений вище графік перетворюється в такий вигляд (рис. 2.7).

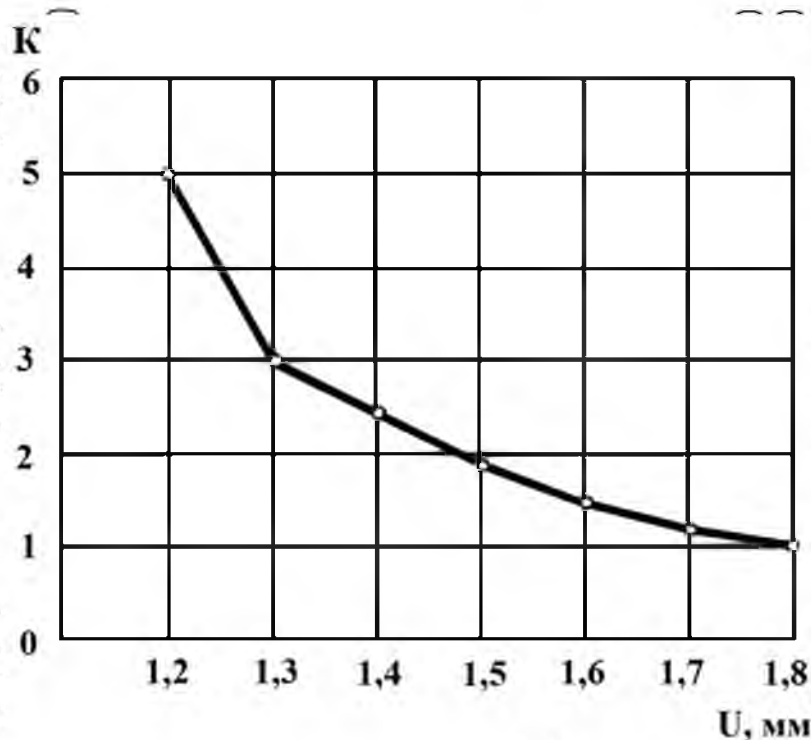


Рис. 2.6 Залежність коефіцієнта кавітації  $k$  від параметра отвору  $U$ .



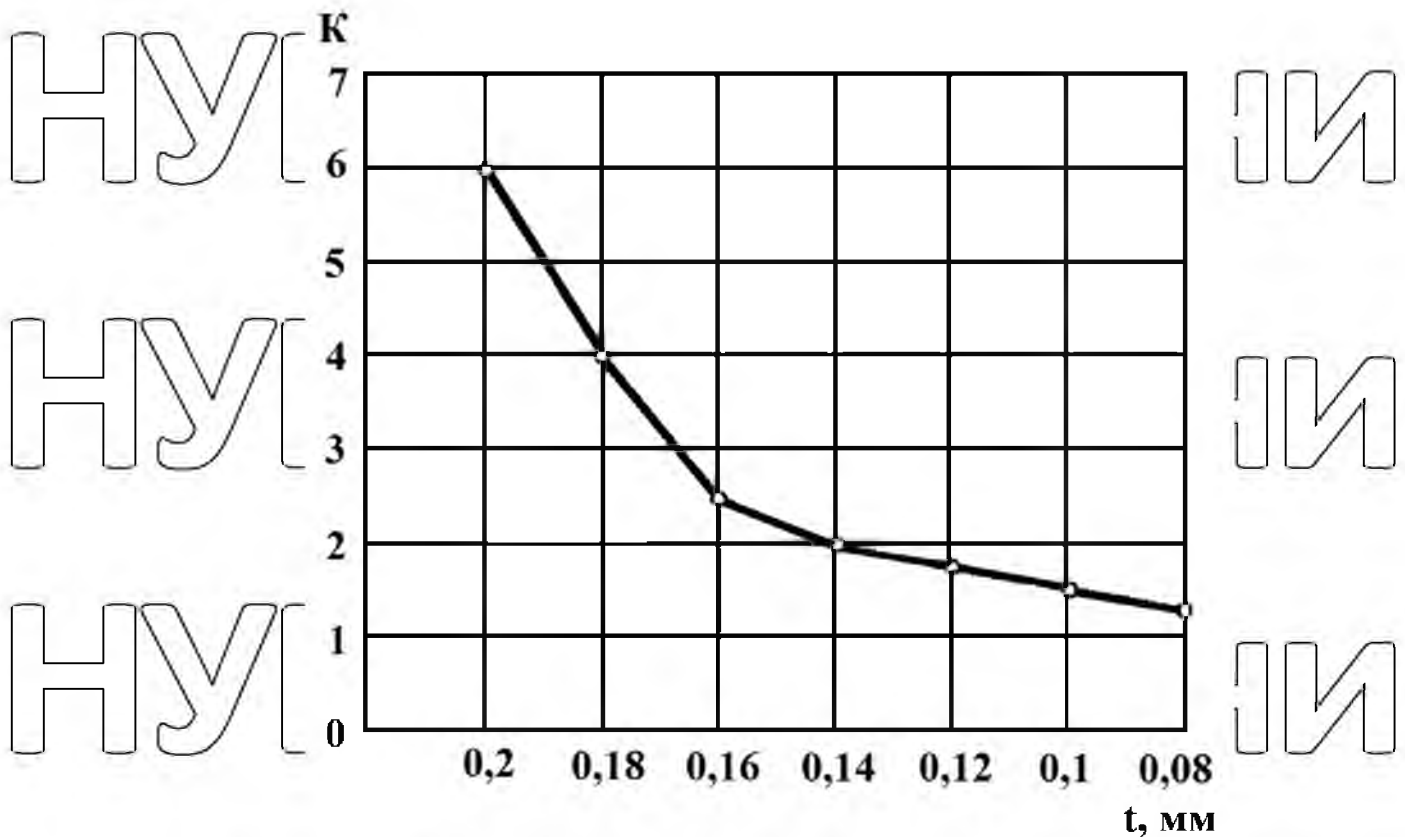


Рис. 2.7 Залежність коефіцієнта кавітації  $K$  від величини  $t$

Тому зміна конструкції голки розпилювача в поєднанні з традиційними методами ремонту розпилювача дозволить підвищити якість розпилення палива та збільшити кількість поновлюваних розпилювачів.

### 2.2.3. Створення режиму автоколивань голки розпилювача

При вивченні функціонування реактивної голки майже всі автори [78-82] приходять до висновку про необхідність коливального процесу голки і потребує вдосконалення. При цьому, з одного боку, бажано збільшити частоту коливань, щоб покращити утворення паливного туману в камері згоряння, а з іншого боку, слід уникати діапазону частот 1350-1700 Гц. Це призводить до від'єднання штовхача від голки, звисання голки та фреттинг-корозії [24]. Такий же ефект підвищування голки в експериментах з насадками в режимі автоколивань виявлено також у роботі В. Гофкеса [24-75].

Власні коливання в механічних системах виникають у резонансному режимі, коли частота власних коливань механічної системи відповідає частоті прикладеної

сиди. Сила, що діє в ньому випадку, виявляється силою гідродинамічного опору, яка відіграє роль свого роду батута, що підкидає голку.

Один із способів збільшити частоту коливань голки, гарантуючи, що вона не потрапляє в небезпечний діапазон частот 1350-1700 Гц, - замінити одну пружину двома пружинами, з'єднаними послідовно.

Уявіть собі роботу насадки з двокомпонентною пружиною, яка тисне на голку. (Рис. 2.8). Розглянемо складову пружину як систему з двома ступенями свободи. Дві послідовно з'єднані пружини навантажені силою  $P$  в стані, коли голка закриває жиклер сопла. Коли сопло відкрито,

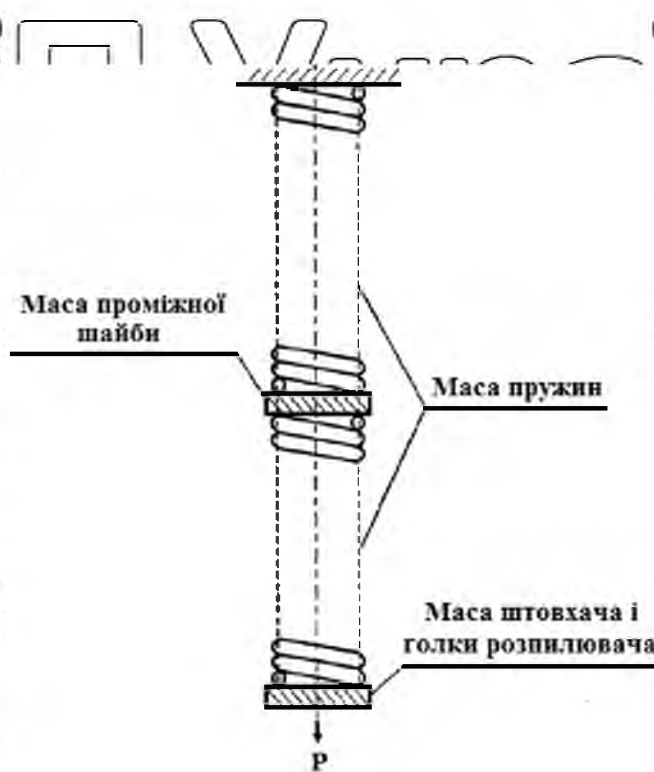


Рис. 2.8 Розрахункова схема насадки з композиційною пружиною

Колівальний процес з власною частотою коливань пружини. Ми досліджуємо цей коливальний процес. Загалом дослідження вібраційних процесів у конструкціях машинобудування оснащене різноманітними методами [8]: енергетичним, гармонійного балансу, математичного моделювання, юстування, головних координат, комплексних амплітуд, зменшення маси, Граммеля, Донкерлея, Релея-Рітца, послідовні наближення, динамічні жорсткості, динамічні податливості, коефіцієнти гармонічного впливу, початкові параметри, розгортка, асимптотика. Ці

методи використовуються майже індивідуально для окремих випадків розрахунку вібраційних процесів у машинах. Крім того, знайти правильний спосіб опису руху – щоразу окреме завдання.

Прийmemo таку схему розрахунку (рис. 2.8). Пружина 1 з'єднана з шайбою масою  $m_1$ ; конструктивне центрування пружин відносно один одного. Пружина 2 спирається на штовхач і через нього на голку. Тому можна вважати, що маси голки і штовхача являють собою навантаження, яке діє на пружину 2. Позначимо жорсткість пружин  $C_1$  і  $C_2$ .

В якості узагальнених координат системи візьмемо переміщення шайби між пружинами -  $X_1$  і переміщення центру ваги системи тяги. - Голка -  $X_2$ . Ми обчислюємо ці рухи від статичного положення рівноваги, коли сопло закрито.

Обчислимо кінетичну енергію системи відносно системи відліку. Ми це отримаємо

$$T = \frac{1}{2} m_1 \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad (2,16)$$

Порівняння з розкладанням кінетичної енергії [8]

$$T = \frac{1}{2} \left( a_{11} \cdot \dot{q}_1^2 + 2a_{12} \cdot \dot{q}_1 \cdot \dot{q}_2 + a_{22} \cdot \dot{q}_2^2 \right); \quad (2,17)$$

отримуємо значення коефіцієнтів інерційності

$$a_{11} = m_1; a_{12} = 0; a_{22} = M_2.$$

Щоб визначити потенціальну енергію системи, необхідно розрахувати роботу, яку здійснюють різниці сил пружності та сили тяжіння вантажів при переміщенні системи з положення, що розглядається, у положення рівноваги. Ці різниці сил змінюються залежно від зміщення вантажів із положень статичної рівноваги за лінійним законом, подібно до того, як змінюється сила пружності пружини при її деформації з недеформованого стану.

При визначенні потенціальної енергії можна послідовно обчислити роботу різниці сил. По-перше, ми обчислюємо його, коли шайба масою  $m_1$  переміщується в стан статичної рівноваги на величину  $x_1$ . відповідна робота така ж  $A = \frac{c_1}{2} \cdot x_1^2$ .

м<sub>2</sub> переводимо в положення її статичної рівноваги. Для цього її необхідно зрушити на величину  $(x_2) - (x_1)$ , оскільки він переміщується разом з шайбою m<sub>1</sub> на відстань x<sub>1</sub>. Твір відповідає цьому руху  $\frac{c_2}{2}(x_2 - x_1)^2$ .

Отже, для потенціальної енергії системи ми маємо

$$\Pi = \frac{c_1}{2} \cdot x_1^2 + \frac{c_2}{2} (x_2 - x_1)^2. \quad (2,18)$$

Розраховуємо коефіцієнти жорсткості C<sub>11</sub>, C<sub>12</sub>, C<sub>22</sub>.

$$\frac{d\Pi}{dx_1} = c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1); \quad c_{11} = \left( \frac{d^2 \Pi}{dx_1^2} \right)_0 = c_1 + c_2;$$

$$\frac{d\Pi}{dx_2} = c_2 (x_2 - x_1); \quad c_{22} = \left( \frac{d^2 \Pi}{dx_2^2} \right)_0 = c_2; \quad (2,19)$$

$$c_{12} = \left( \frac{d^2 \Pi}{dx_1 dx_2} \right)_0 = -c_2;$$

Система диференціальних рівнянь малих власних коливань [8]:

$$\left( a_{11} \cdot q_1 + c_{11} \cdot q_1 \right) + \left( a_{12} \cdot q_2 + c_{12} \cdot q_2 \right) = 0;$$

$$\left( a_{12} \cdot q_1 + c_{12} \cdot q_1 \right) + \left( a_{22} \cdot q_2 + c_{22} \cdot q_2 \right) = 0. \quad (2,20)$$

набуде форми

$$m_1 \cdot x_1 + (c_1 + c_2) \cdot x_1 - c_2 \cdot x_2 = 0;$$

$$-c_2 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + c_2 \cdot x_2 = 0. \quad (2,21)$$

Розв'язок цієї системи рівнянь запишемо у вигляді

$$x_1 = c_1 \cdot e^{\lambda t}, \quad x_2 = c_2 \cdot e^{\lambda t}.$$

Однак для малих флуктуацій в межах стійкого положення рівноваги всі значення  $\lambda$  є чисто уявними, тому рішення можна знайти у вигляді:

$$x_1 = A_1 \cdot \sin(kt + \alpha); \quad x_2 = A_2 \cdot \sin(kt + \alpha). \quad (2,22)$$

де постійна k - основна частота коливань.

Якщо відкрити визначник, то отримаємо частотне рівняння:

Якщо підставити в систему рівнянь розв'язки для  $x_1$  і  $x_2$ , то отримаємо тотожності, в яких постійні коефіцієнти при  $\sin(k t + \alpha)$  повинні дорівнювати нулю.

Це призводить до системи двох однорідних лінійних рівнянь для визначення амплітуд  $A_1$  і  $A_2$ :

$$\begin{cases} A_1(c_{11} - a_{11} \cdot k^2) + A_2(c_{12} - a_{12} \cdot k^2) = 0, \\ A_1(c_{21} - a_{21} \cdot k^2) + A_2(c_{22} - a_{22} \cdot k^2) = 0. \end{cases} \quad (2,23)$$

Однорідна система лінійних рівнянь має ненульові розв'язки, якщо визначник системи дорівнює нулю:

$$\begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}k^2 & c_{12} - a_{12}k^2 \\ c_{21} - a_{21}k^2 & c_{22} - a_{22}k^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (2,24)$$

Якщо відкрити визначник, то отримаємо частотне рівняння:

$$(c_{11} - a_{11}k^2) \cdot (c_{22} - a_{22}k^2) - (c_{12} - a_{12}k^2)^2 = 0. \quad (2,25)$$

Якщо розв'язати рівняння частоти і відкинути від'ємні значення частот, які не дають нових розв'язків і не мають фізичного сенсу, ми отримаємо дві частоти.

Менша з частот позначається  $k_1$ , більша —  $k_2$ . Частоти  $k_1$  і  $k_2$  є частотами власних коливань системи. Вони не залежать від початкових умов і повністю визначаються значеннями коефіцієнтів інерції та жорсткості.

Розглянемо практично реалізований у ремонтній практиці випадок однакової жорсткості пружини. Тоді частотне рівняння згідно (2.7) має вигляд:

$$(2c - m_1k^2) \cdot (c - m_2k^2) - c^2 = 0 \quad (2,26)$$

або

$$k^4 \frac{(2m_2 + m_1) \cdot c}{m_1 \cdot m_2} \cdot k^2 + \frac{c^2}{m_1 \cdot m_2} = 0$$

Його рішення шукаються у вигляді:

$$k_{1,2}^2 = \frac{(2m_2 + m_1) \cdot c}{2m_1 m_2} \pm \sqrt{\frac{(2m_2 + m_1)^2 \cdot c^2}{4m_1^2 m_2^2} - \frac{c^2}{m_1 m_2}} \quad (2,27)$$

Приймаючи розглянуті параметри сопла ( $m_1 = 0,01$  кг,  $m_2 = 0,025$  кг,  $c = 196$  кН/м), отримуємо:  $k_1 = 3,52 \cdot 10^6$  1/с,  $k_2 = 4,35 \cdot 10^6$  1/с, що відповідає частотам  $f_1 = 22,1$  кГц і  $f_2 = 27,32$  кГц.

Розрахунок власної частоти коливань рухомої частини сопла за звичайною формулою для підпружиненої механічної системи [79]:

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (2,28)$$

Це призводить до  $m = 0,025$  кг,  $c = 196$  кН/м,  $k = 2800$  1/с,  $f = 17584$  Гц для існуючої пружини.

Отримані дані є ідеальними з точки зору задачі визначення власних частот коливань механічної системи.

Експериментальні дослідження [77] дають для існуючої пружини значення 1250 Гц, отриманий результат різко відрізняється від експериментальних даних.

Така велика різниця дає підстави вважати неприпустимим прямий підхід до опису руху голки сопла як об'єкта механічних коливань.

Використано метод [24] гідродинамічного розрахунку з аналізом режимів роботи за методами теорії автоматичного керування з використанням характеристичних рівнянь. Ми спираємося на широко використовуваний метод застосування малих збурень до рівноважного стану системи. Застосування цього методу дозволяє врахувати вплив руху хвиль деформації в пружині сопла і течії рідини в самому соплі.

Після теоретичних досліджень процесу вприскування палива за допомогою форсунки можна зробити наступні висновки:

1. Поліпшення вприскування палива через форсунку в умовах ремонту можливо за рахунок кавітаційного потоку (турбулентного потоку) від форсунок форсунок або за рахунок імпульсної подачі палива при кожному уприскуванні. При цьому параметри закручування залежать від кількості нагару на голці, а кавітація при імпульсній подачі палива пропорційна частоті коливань голки.

2. Запропоновано конструкцію форсунки, яка може бути реалізована в ремонтній майстерні, яка відрізняється від існуючої зчепленою пружиною, що

дозволяє зробити процес імпульсної подачі палива більш стабільним за рахунок збільшення частоти коливань насадка голки.

3. Скіс на кінчику голки, який контактує з повзунком, призводить до стиснення голки поза центром, ексцентриситету при посадці, обертання голки та покращення якості пиляння.

4. Стиснення діаметра біля вістря голки призводить до несиметричного перерозподілу потоку палива в колодязі форсунки і, у зв'язку з цим, до кращого розпилення палива в циліндрі двигуна.

5. Зміна жорсткості пружини шляхом поділу її на дві частини та з'єднання проміжної пружини шайбою призводить до ряду позитивних ефектів, а саме:

а) підвищення частоти коливального процесу голки і вихід з небезпечної частотної зони застрягання і заїдання голки;

б) Існує, в принципі, можливість зміни конструкції голки і штовхача у зв'язку зі зміною частотних характеристик рухомих частин насадки, а також можливість регулювання частотного резонансного інтервалу голки. вібрації при зміні ваги пральної машини,

в) дозволяє використати зламані пружини для ремонту;

г) покращує якість розпилення палива за рахунок вібраційного впливу з боку голки на нього та подачі його поздовжніми хвилями в камеру згоряння.

6. Змінюючи розмір сполучного диска між пружинами, можна регулювати інтервал частоти коливань голки, тим самим підбираючи оптимальний номінал для даної насадки.

## РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

### 3.1. Загальна методика дослідження

Для досягнення мети в роботі використано методи теоретичних, лабораторних та оперативних досліджень (рис. 3.1).

Теоретичні дослідження включали: аналіз літературних джерел, розробку математичних моделей турбулентного витікання палива з розпилювальних отворів розпилювача форсунки та коливального процесу системи рухомих частин вузла форсунки.

Лабораторні випробування проводились на кафедрі надійності техніки НУБіПУ. Лабораторними дослідженнями вирішено завдання визначення технічного стану ремонтного фонду йиклерів і форсунок дизелів сімейства МТЗ та перевірка і уточнення теоретичних розробок впливу ремонтних заходів на працездатність форсунок і форсунок.

Розроблений технологічний процес відновлення працездатності розпилювачів та підвищення продуктивності форсунок проходив на ремонтному підприємстві.

Дослідження проводили за допомогою комплексу методик, розроблених відповідно до вимог ІСОСТ 25708-83 та РТМ 70.0001.029-80 [37,40].

Для обробки отриманих результатів використовувалися методи математичної статистики, отримані дані обробляли на ПК.

### 3.2. Дослідження форсунки та розпилювача при ТО-3

Проведено огляд форсунок на предмет їх технічного стану. Для цього з фонду було виділено групу з 300 форсунок.





Рис 3.1. Схема загальної методики дослідження

Форсунки промиті в чистому дизельному паливі та піддані візуальному огляду, форсунки з механічними пошкодженнями відсортовані, а ті, що залишилися, демонтовані. Окремо форсунки та деталі - форсунки, пружини, штовхачі, накидні гайки та корпуси - знову промивали в чистому дизельному паливі та перевіряли. Атомайзери з механічними пошкодженнями (сколи, вм'ятини, тріщини на корпусі, відрив наконечника розпилювача, зламані стрижень голки тощо) вибраковували. Відсортовано форсунки з пошкодженнями корпусу (сколи, поломки, вм'ятини, пошкоджені штифти, механічні пошкодження опорної поверхні), зламані пружини, пошкоджені накидні гайки, поламані штовхачі та ін.

Для подальших досліджень така велика кількість розпилювачів і насадок не потрібна, оскільки це не підвищує точність отриманих результатів, що значно збільшує трудомісткість дослідження. Тому була відібрана партія розпилювачів і форсунок у кількості 80 штук. Така вибірка з генеральної сукупності дозволяє проводити дослідження з достатньою точністю. Інжектори перевірили на герметичність, водонепроникність, якість розпилення палива та шум

уприскування, ефективний поперечний переріз ( $m\Phi$ ), хід голки та діаметральний зазор між корпусом розпилювача та голкою розпилювача.

Визначення герметичності розпилювачів проводили на стенді КІ-3333 на чистому дизельному паливі. Під час випробування пружину форсунки (використовувалася така ж форсунка) натягували до початкового тиску впорскування 18,0 мПа, а тиск у системі становив 16,4 мПа.

Водонепроникність розпилювачів визначали на стенді КІ-3333 при натягу пружини форсунки до тиску на початку ходу голки - 30,0 мПа і тиску палива в системі 28,0 мПа. Випробування проводили з використанням суміші дизельного палива та веретенного масла. В'язкість суміші відповідає вимогам РТМ 70.0001.029-80.

Щільність води визначали як час падіння тиску від 28 до 23 мПа.

Ефективний переріз розпилювача визначали на стенді постійного тиску КІ-15713 шляхом проливання через розпилювач 0,5 кг палива під тиском 5 мПа. Ефективний переріз визначали за такою формулою:

$$\mu_f = \frac{5,56}{t}; \quad (3.1)$$

Де -  $t$  час, протягом якого через розпилювач заливається 0,5 кг палива.

Тривалість втрати волосся визначали за допомогою ручного секундоміра. Зазор у з'єднанні між корпусом і голкою розпилювача визначався як різниця між відповідними діаметрами.

Вимірювання внутрішнього діаметра направляючої частини небулайзера проводили на приладі ЦНИТИ 82200. Зовнішній діаметр голки вимірювали на оптикаторі. Вимірювання проводили на трьох ділянках по двох взаємно перпендикулярних осях.

Шлях голки визначали за допомогою приладу 70-7820-4704/000.

Якість розпилення палива перевіряли на стенді КІ-3333 шляхом прокачування чистого палива через форсунку з частотою впорскування не більше 60 за хвилину. Якість розпилення в порівнянні зі стандартом визначали за відбитком палива на аркуші ватману. При цьому пластину ватману розташовують перпендикулярно до осі розпилювального отвору.

Звук уприскування визначали на КИ-3333.

При цьому на форсунці було встановлено початковий тиск уприскування палива – 18 МПа. Чутність вважалася нормальною, якщо при навантаженні палива чувся характерний різкий звук інтенсивністю не більше 60 ударів в хвилину.

### 3.3. Спосіб визначення спектру звукових частот впорскування палива

Для визначення спектру звукових частот використовували лабораторну установку (рис. 3.2).

Структурна схема установки наведена на рис. 3.3. Звуковий сигнал формувался при прокачуванні палива через форсунку на стенді КИ-3333.

Сигнал був записаний і перетворений за допомогою спрямованого вимірювального мікрофона. Сигнал, перетворений зі звукового (аналогового) в електричний, надходив на вимірювач імпульсного шуму - P CI -202. У шумомірі сигнал перетворювався в цифрову систему збору даних за допомогою двоступеневого підсилення і вводився в спектроаналізатор С4-73.

Після спектроаналізатора сигнал надходить на самозаписуючий пристрій Н 307/2 і записується у вигляді діаграми на папері в обраному масштабі.

#### *Технічні характеристики монтажних пристроїв:*

- Шумомір P S 1 -202

Імпульсний шумомір - це портативний незалежний від мережі пристрій для точного визначення рівня шуму за будь-який період часу.

Завдяки особливій динаміці, що враховує інерційні властивості людського слуху (близько 35 мс), можна визначити звучання імпульсних шумів.

Прилад дозволяє вимірювати стандартні (міжнародні) рівні звуку з поправкою на частоту та імпульсні рівні звуку.

Смуга відтворення – 20 Гц – 20 кГц.

- Аналізатор спектру С4-73.

Аналізатор спектру С4-73 призначений для вимірювання спектру періодичних, неперіодичних (в тому числі одноразових) процесів і стаціонарних шумів.

Діапазон частот вхідного сигналу 0,05 Гц - 20 кГц перекривається дев'яткою



Рис 3.2. Система визначення спектру звукових частот

Області:

- 1) (0,05 - 2) Гц
- 2) (0,125 - 5) Гц
- 3) (0,5 - 20) Гц
- 4) (1,25 - 50) Гц
- 5) (5 - 200) Гц
- 6) (12,5 - 500) Гц
- 7) (50 - 2000) Гц
- 8) (185 - 5000) Гц
- 9) (500 - 2000) Гц



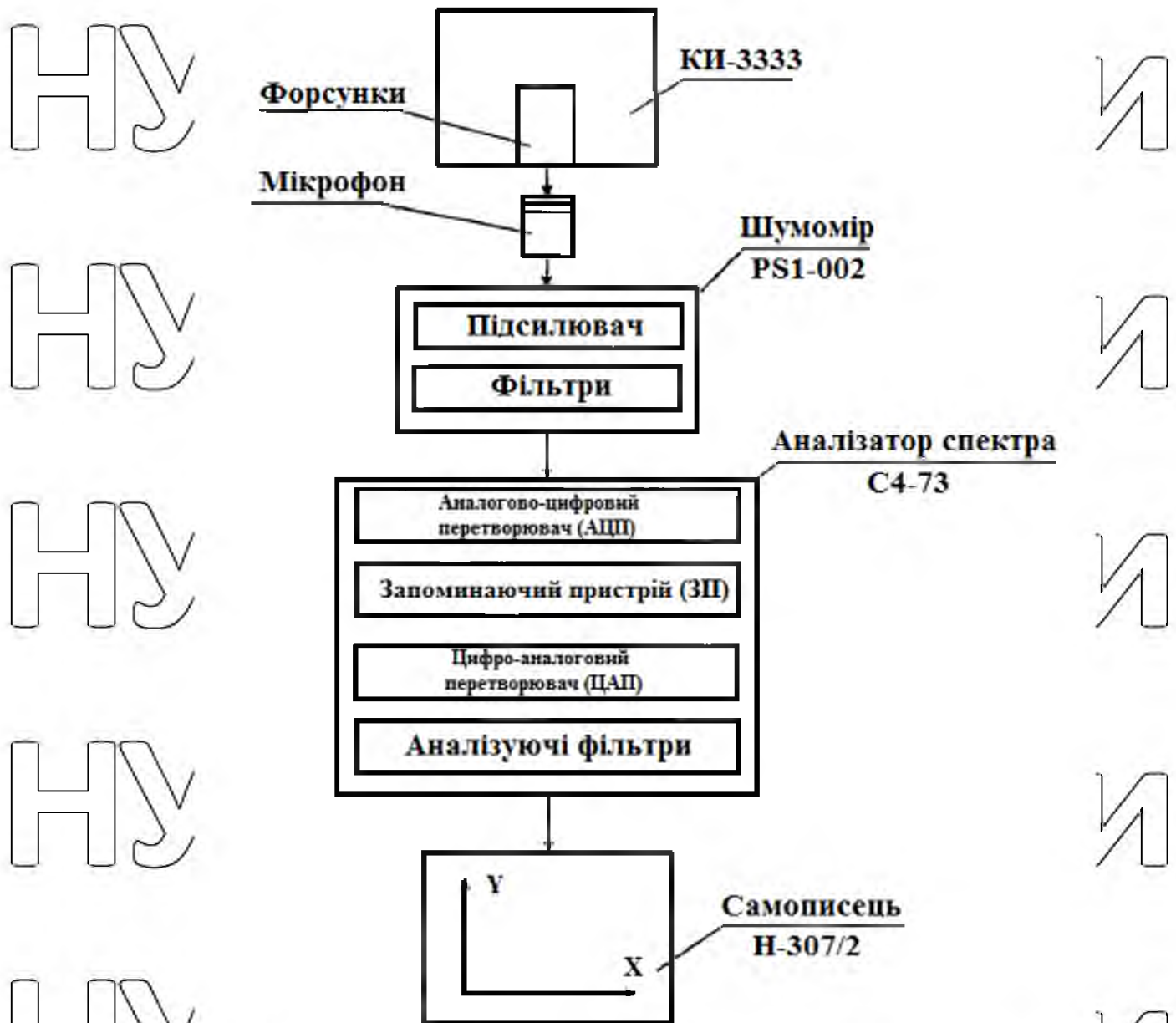


Рис. 3.3 Структурна схема установки для визначення частотного спектру шуму впорскування палива

Похибка вимірювання частоти гармонічної складової на зовнішньому реєструючому пристрої не більше  $\pm 1\%$ .

Смуга пропускання одного частотного каналу аналізатора становить мінус 3 дБ, не більше  $1\%$  і не менше мінус  $0,35\%$  від максимальної частоти встановленого діапазону частот.

Кількість частотних каналів становить 200 в межах розгортки.

Відносна похибка встановлення меж вхідної напруги для гармонійного сигналу становить не більше  $\pm 3\%$ .

Динамічний діапазон аналізатора не менше 54 дБ.

- Принцип роботи С4-73.

Аналізатор спектру С4-73 заснований на принципі попереднього стиснення в часі вхідного сигналу, перетвореного в цифровий код. Вибірки миттєвих значень беруться з аналізованого сигналу. Частота дискретизації визначається максимальною частотою спектру сигналу.

Миттєві значення сигналу перетворюються в цифровий код аналого-цифровим перетворювачем (АЦП) і послідовно вводяться в накопичувальний пристрій (ЗП). При цьому записана в ЗП інформація зчитується послідовно і безперервно зі швидкістю, що значно перевищує швидкість запису. Прочитана інформація перетворюється в аналогову форму, а отримана таким чином стиснута в часі копія вхідного сигналу аналізується послідовним аналізатором, частота налаштування якого зсувається стрибком на смугу пропускання фільтра аналізу на початку кожного циклу читання стиснутої копії.

Ширина спектра стиснутої копії та смуга пропускання фільтра аналізу збільшуються, а час, необхідний для аналізу, зменшується в кілька разів, чим менше тривалість стисненої копії, ніж тривалість реалізації сигналу, записаного в ЗП.

Це дозволяє зменшити загальний час, необхідний для отримання спектру сигналу в діапазоні низьких частот з роздільною здатністю  $\beta$ , до значення  $1/\beta$ , яке визначає час аналізу спектру сигналу аналізатором.

Таким чином, аналізатор може працювати в режимі реального часу і видавати результати вимірювань відповідно до інформації, що надходить, без її втрати.

Аналізатор працює в режимі реального часу, коли час, необхідний для отримання спектру сигналів у певному частотному діапазоні з певною роздільною здатністю (час аналізу), не перевищує тривалості перетворення сигналу, який зберігається в його пам'яті та може бути оброблений.

У цьому сенсі аналізатор спектру С4-73 працює в режимі реального часу до частотного діапазону 5000 Гц включно, що повністю покриває діапазон досліджуваних частот (до 2000 Гц).

- Самозаписуючий двокоординатний прилад Н307.

Самозаписувальний двокоординатний прилад типу Н307/2 призначений для реєстрації функціональної залежності двох вимірюваних величин в прямокутних координатах лінійного або логарифмічного масштабу, представлених у вигляді сигналів електричної напруги постійного струму; синусоїдальної змінної напруги в діапазоні частот від 45 до 20 000 Гц з коефіцієнтом спотворення кривої напруги не більше 0,2% від значення функції частоти або часу.

Найважливіші технічні дані та властивості наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Основні характеристики диктофона Н-307/2.

Технічні дані та властивості				
Межа допустимої основної похибки лінійного масштабу, %			Межа допустимої основної похибки за логарифмічною шкалою, %	
з блоком постійної напруги	з тимчасовим блокуванням підмітає	з блоком змінного струму	з блоком постійної напруги	з блоком змінного струму
±0,5	±0,5; ±0,1	±1,5	±1,5	±2,5

Номинальні розміри довжин реєстраційного потоку за координатами X - 350 мм, Y - 250 мм. Ціна поділу сітки діаграми форми 1 мм. шкали часу розгортки, що дорівнюють 0,25; 0,5; 1,0; 2,5; 5; 10; 25; 50 с/см.

Діапазони часу вибірки, що відповідають добутку масштабу на номінальну довжину координати X, відповідають значенням: 0 - 8,75; 0 - 17,5; 0 - 35; 0 - 87,5; 0 - 175; 0 - 350; 0 - 875; 0 - 1750 с.

За принципом дії вимірювальна частина приладу є автоматичним компенсатором. Структурна схема наведена на рис. 3.4.

Пристрій має дві незалежні системи відстеження, одна з яких переміщує записуючий пристрій у напрямку осі X, а друга – у напрямку Y.

Можна зробити висновок, що точність самописця Н-307/2 дозволяє використовувати його при проведенні досліджень роботи паливної апаратури дизеля.

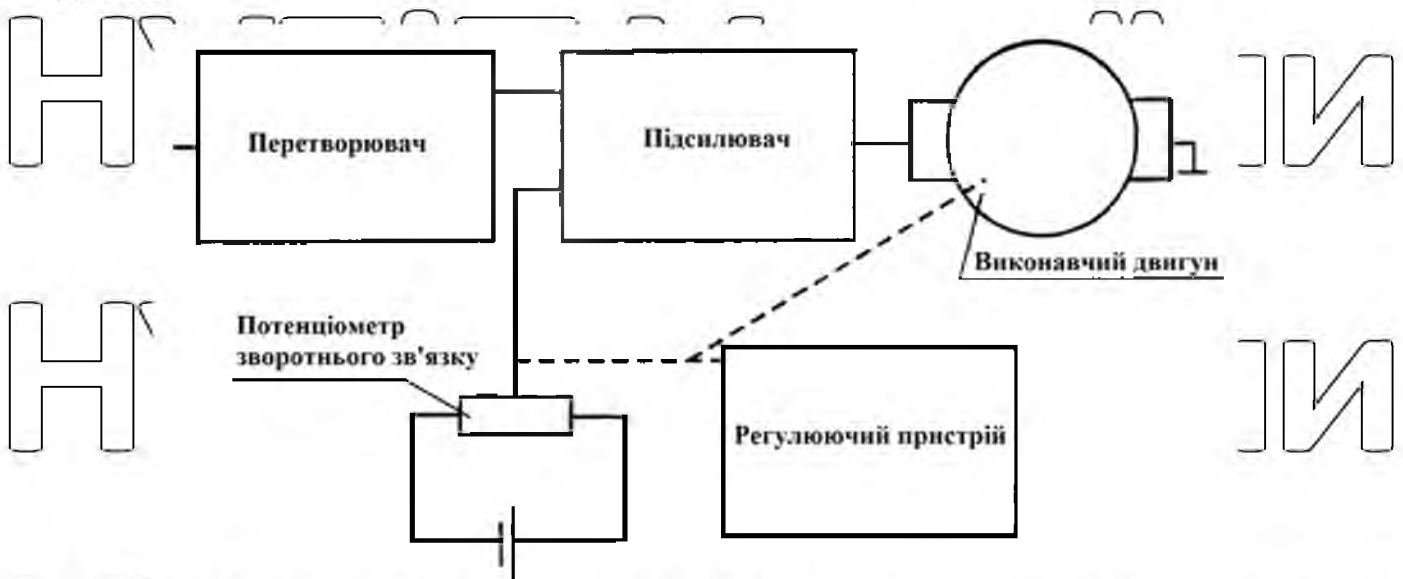


Рис. 3.4 Структурна схема пристрою Н-307/2

### 3.4 Методи статистичної обробки отриманих результатів

Результати вимірювань, отримані при дослідженні соплового вузла, були оброблені за допомогою математичних статистичних методів. Статистичну обробку проводили для отримання даних із генеральної сукупності шляхом дослідження невеликої вибірки цієї сукупності. Програма дозволила обробляти кількість даних за дев'ятьма найпоширенішими в техніці законами розподілу.

Отримані результати виводили на монітор і записували на папір.

Розподіл вибирали за допомогою критерію Пірсона за таблицями значень ( $\chi^2$ ) залежно від кількості ступенів свободи та довірчої ймовірності.

Зміст програми:

1. Введення зразкового масиву.
2. Ранжування.
3. Скринінг випадкових величин за критерієм Стьюдента та ГОСТ 11.002-73.
4. Роздрукуйте підібраний масив.



5. Розбиття масиву на інтервали.

6. Визначити кількість значень у кожному інтервалі

7. Визначення центрів інтервалів.

8. Визначення значення математичного сподівання

$$\bar{x} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i} \quad (3.2)$$

9. Визначення розкиду

$$S^2 = \frac{\sum m_i \cdot x_i^2}{\sum m_i} - (\bar{x})^2 \quad (3.3)$$

10. Визначення середнього квадратичного відхилення

$$S = \sqrt{S^2} \quad (3.4)$$

11. Визначення значення t

$$t = \frac{x_1 - \bar{x}}{S} \quad (3.5)$$

12. Визначення теоретичних частот

$$m_i = \left( \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{t^2}{2}} \right) \cdot n \cdot m_i \quad (3.6)$$

$h$  - Ширина інтервалу.

13. Означення  $\chi^2$  - Критерій Пірсона

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(m_i - m_i')^2}{m_i'} \quad (3.7)$$

14. Визначення числа ступенів свободи

$$K = n \cdot R - 1 \quad (3.8)$$

де  $K$  - число ступенів свободи,

$R$  - кількість параметрів теоретичної функції розподілу.

15. Друк на папері.

16. Вирішення питання про доцільність поширення того чи іншого закону. Оскільки всі вибірки підпорядковуються нормальному закону розподілу, інші програми не вказуються.

### 3.5. Стендові випробування

Партію з 8 розпилювачів було протестовано для стендових випробувань. Форсунки мали однакові характеристики по водонепроникності, герметичності, якості розпилення палива і шуму вприскування. Потім чотири спринклери були очищені відповідно до запропонованого плану відновлення. Чотири форсунки за розробленою конструкцією оснащувалися подвійними пружинами.

ГТХ всіх варіантів комплектації розпилювачів і форсунок зафіксовано на стенді двигуна. За отриманими результатами були складені діаграми.

### 3.6. Експлуатаційні випробування

Експлуатаційні випробування проводилися в нормальних умовах експлуатації як на різних сільськогосподарських, так і на транспортних об'єктах.

На 9 тракторах МТЗ-80.2 на випробування поставлено 36 форсунок. Тестові форсунки встановлювали на кожному тракторі поверх стандартної форсунки.

Перед установкою було проведено мікровимірювання форсунок і зафіксовано всі показники форсунок на стендах (тиск уприскування, водонепроникність, якість розпилення палива, пропускна здатність, підйом голки).

Крім того, за допомогою спеціальної установки (описаної вище) записували частотні криві.

Ведеться польовий щоденник для відстеження роботи трактора, витрати палива, проведеного технічного обслуговування та несправності паливної апаратури.

Випробування проводили згідно з планом спостереження НРЧ (ГОСТ 17909 і ГОСТ 17510), де  $N$  – кількість продукції, поставленої під нагляд,  $T$  – час, протягом якого проводиться спостереження;  $R$  – вироби, що вийшли з ладу, налагоджуються (або замінюються новими) і знову беруть участь у тестуванні. Інформацію про

надійність під час випробувань збирали та обробляли згідно ГОСТ 7012328-73 [87, 88].

Предметом дослідження були форсунок дизельних двигунів Д-243, встановлених на тракторах МТЗ-80.2; МТЗ-82.2.

Для виконання мети та завдань дослідження необхідну кількість насадок було підбрано згідно з літературою [85, 86, 87, 88]. На основі аналізу літератури було встановлено, що вихід із паду форсунок в основному підпорядкований закону нормального розподілу (NDR). Найменша кількість досліджуваних об'єктів із невідомою загальною чисельністю та розподілом визначається за формулою:

$$N = \left( \frac{t_a \cdot V}{E_a} \right)^2, \quad (3.9)$$

де  $t_a$  – параметр розподілу Стюдента з довірчою ймовірністю;

$V$  – коефіцієнт варіації;

$E_a$  – відносна похибка середнього значення випадкової величини.

Відповідно до рекомендацій літератури виберемо коефіцієнт варіації  $V = 0,5$ , довірчу ймовірність  $\alpha = 0,9$ , значення відносної похибки  $E_a = 0,16$  [86].

Оскільки параметр  $t_a$  залежить від об'єму вибірки, то для визначення кількості досліджуваних об'єктів ( $N$ ) використовували табличні дані з літератури [86, 87, 88] та визначали їх за формулою:

$$\frac{t_a}{\sqrt{N}} = \frac{E_a}{V}, \quad (3.10)$$

Відповідно до прийнятих  $E_a$  і  $V$  було визначено співвідношення  $\alpha = 0,9$ , потім  $N = 26$  [87]. Тому для тестування продуктивності потрібно 26 випадково вибраних форсунок. Враховуючи У зв'язку з тим, що на тракторах МТЗ-1021 встановлено 6 форсунок і проводилися випробування на двох заводах шести тракторів, для випробувань виготовлено 36 форсунок.

## РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ФОРСУНОК

### 4.1. Розробка способів відновлення працездатності форсунок

#### 4.1.1. Вплив нецентрального навантаження голки на параметри впрыску

Для створення ефекту нецентрального стиснення конструкцію голки розпилювача виточили з долею на валу рис. 4.1.

Стрижень голки з канавкою зміщує центр тиску пружини сопла і змушує голку стояти під кутом у межах дозволеного зазору діаметра.

Встановлення голки з перекісом можна проводити тільки в момент уприскування палива, коли конус голки відхиляється від конуса корпусу. Голка в цей момент знаходиться в плаваючому стані між стискаючими силами пружини і палива.

При нахилі створюється косий потік палива, що призводить до утворення завихрення потоку палива і моменту, що обертає голку розпилювача.

Омінити досягнутий ефект можна експериментально. Для оцінки з випробуваного фонду відібрано партію обприскувачів у кількості 26 шт. На стрижні голок цих атомайзерів були додані фаски (скоси). Після цього з розпилювачів знімали частотні показники гармонік і створювали полігон розподілу частотних характеристик сопла при нецентральному навантаженні.

Були досягнуті такі результати:

- Частота першої гармоніки зросла в середньому на 25-55 Гц.

Перевіряли здатність голки обертатися під час роботи. В середньому за 20 хвилин роботи голка в корпусі розпилювача поверталася на 200-210°.

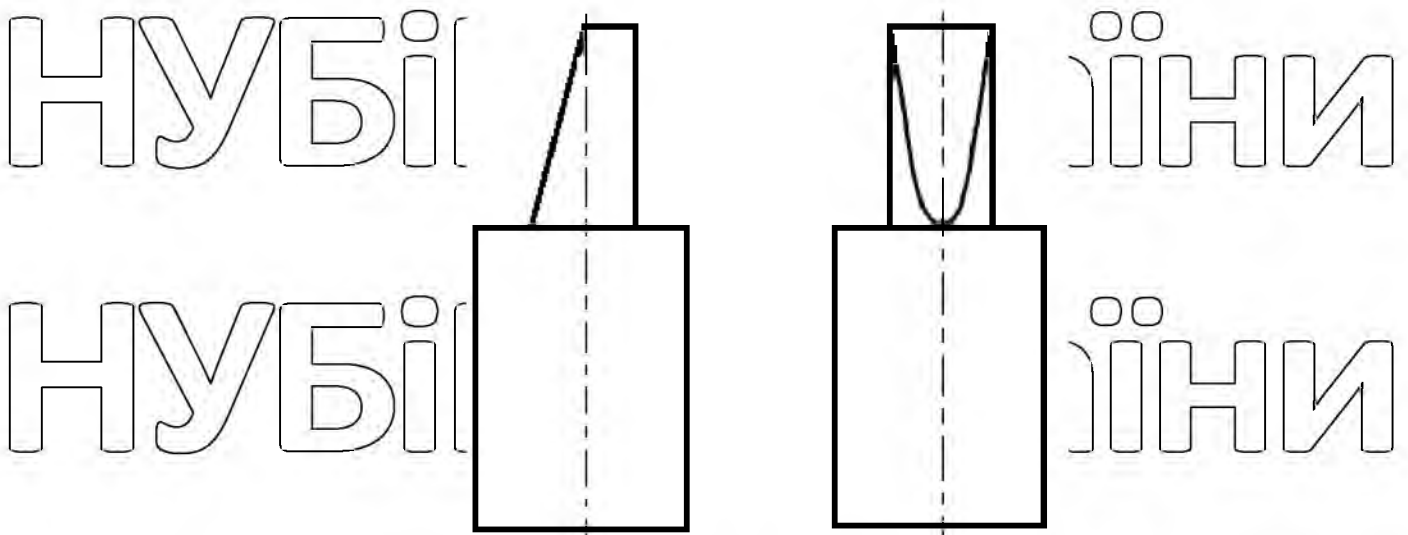


Рис. 4.1. Лиска на голці

Отримані результати дозволяють зробити такі висновки.

1. Застосування тиску на стрижень голки, щоб стиснути його поза центром, може збільшити частоту першої гармоніки вібрації голки.
2. Стиснення голки поза центром викликає подовжене обертання, що забезпечує рівномірне входження вздовж контактної лінії замикаючих електродів. Постійний період обкатки забезпечує стабільну роботу атомайзера і подовжує період обкатки.

#### 4.1.2 Розробка та дослідження форсунки з канавкою над конусом голки розпилювача

Відома дизельна паливна форсунка містить корпус, на кінці якого розташована форсунка з розпилювальними отворами (випускними каналами). У середині корпусу розташована аксіально рухома запірні голка із зовнішнім запірним конусом, який взаємодіє з відповідним внутрішнім конусом насадки.

Коли стрілка піднімається, паливо під високим тиском (200-300 атм) надходить через випускні отвори в камеру згоряння двигуна.

Відомо, що потужність двигуна залежить від якості розпилення палива, що надходить в камеру згоряння: чим вище розпилення палива в повітряному заряді,

тим повніше відбувається його згоряння, а отже, з однаковою потужністю, витрата палива менша.

Відомі численні конструкції паливних форсунок, які підвищують продуктивність двигуна за рахунок збільшення турбулентності палива, що впорскується в камеру згоряння [35, 53, 55].

Наприклад, насадка за авт. СРСР № 1511449, МКЮ Г 02 М, 61/16, 1986 р має вільно обертову насадку, вихідні канали якої розташовані по дотичній. Паливо, що викидається з них на великій швидкості, створює момент реакції, в результаті чого сопло починає обертатися і паливо інтенсивніше змішується з повітрям в камері згоряння.

Можна погодитися з теоретичними положеннями авторів відомого винаходу щодо поліпшення спалювання палива, однак можливість практичної реалізації даної конструкції викликає великі сумніви через її низьку експлуатаційну надійність і довговічність, оскільки слід очікувати, що через надзвичайно важкі умови роботи сопло вийде з ладу через відносно короткий час. Час має припинити обертання (окислення, закоксування, ерозія металу, температурні деформації взаємодіючих частин тощо). З одного боку, це підтверджується популярністю насадок, у яких канали насадок також розташовані тангенціально, але сама насадка не обертається, яка виконана разом з корпусом.

Однак турбулентність потоку палива може створюватися не тільки на виході з каналів в камеру згоряння, але і на вході палива в форсунок, тобто в саму форсунок.

При проведенні науково-дослідних робіт в галузі ремонту паливної апаратури дизелів, зокрема форсунок, де відпрацьовано технологію ремонту, виявлено різноманітні закономірності, надано рекомендації тощо. При цьому частина відремонтованих форсунок були відправлені на повторний ремонт після закінчення інтервалу ремонту.

Незважаючи на те, що вони відповідали всім вимогам до якості ремонту, в деяких випадках деякі форсунок з однієї партії однотипних форсунок показали властивість незначного збільшення потужності двигуна в процесі експлуатації.

Такі форсунок мимоволі були помічені механізаторами як «хороші форсунок» і

пізніше отримали цю характеристику, коли їх відправляли на повторний ремонт (класифікація форсунок на «хороші» і «погані» широко поширена). серед механізаторів).

Це явище не підкорялося ніяким відомим законам.

В результаті проведених досліджень встановлено, що причиною цього явища є деякі порушення геометричних параметрів неробочої частини поверхні конуса запірної голки.

Так, при ремонті голки виконуються такі технологічні операції:

- Шліфування зовнішнього конуса голки;

- Притирання зовнішнього конуса голки до внутрішнього конуса насадки.

Оскільки голка виконує роль пробкового клапана, суворі вимоги висуваються лише до робочої частини конуса голки, яка є (робоча частина) вузькою стрічкою (точна частина конуса). В решті, неробочій частині (поверхні) конуса, зберігався тільки кут конусності і не ставилися вимоги до чистоти поверхні.

Встановлено, що неробоча частина поверхні конуса зазвичай має лінії, дрібні порожнечі (результати механічної обробки), а в деяких випадках – невідповідність конуса і циліндричної частини голки, що виникає переважно внаслідок деформацій. протягом тривалого терміну служби (нахил осей і/або їх ексцентриситет).

Математична обробка отриманих даних показала, що за певних числових значень через високі швидкості та тиски потоку палива навколо конуса зазначені фактори викликають його кавітацію, що призводить до порушення потоку і, як наслідок, турбулентності.

Таким чином, встановлено, що збільшення потужності двигуна в певних випадках відбувається за рахунок турбулентності потоку палива, що надходить у сопло, що покращує розпилення палива, а отже, його згоряння.

Новизна запропонованої насадки полягає в тому, що на конічній поверхні голки між її прецизійною частиною і зоною переходу конуса в циліндр виконана сегментна площадка, площина якої по суті перпендикулярна геометричній осі. найкраща висота  $0,15 + 0,2$  мм.

Технічним результатом пропозиції є економія палива та підвищення продуктивності двигуна. При цьому, оскільки невід'ємною частиною кожної паливної форсунки є конічна запірна голка, зазначений технічний результат може бути досягнутий практично без витрат на форсунки будь-якої конструкції найпростішим і коротким шляхом з використанням універсального загальнодоступного металообробного обладнання, без будь-яких конструктивні зміни інших елементів насадки.

На рис. 4.2 зображено фрагмент насадки, вид збоку в розрізі; на рис. 2 - фрагмент фіксуючої голки у збільшеному масштабі; на рис. 3 - вид «А» на рис. 2.

Насадка містить корпус 1 (рис. 1), в якому розміщена циліндрична запірна голка 2 з можливістю осевого зворотно-поступального руху. Корпус 1 закінчується насадкою 3, яка має вихідні канали 4, циліндрична поверхня голки 2 (рис. 2) своїм кінцем переходить у конус 5, поверхня якого частково 6 приточена до відповідної поверхні голки. насадка 3 і точна (робоча). На неробочій поверхні конуса 5 між прецизійною частиною 6 і зоною переходу конуса 5 в циліндр 2 прикріплена щонайменше одна сегментна платформа 7 («сходинок»), площина сегмента якої переважно перпендикулярна до осі «0» голки 2.

Поняття «зони переходу» конуса в циліндр означає, що при проходженні через нього платформи 7 може бути видалена певна кількість металу, що також стосується циліндричної частини голки 2, як показано на рис. 2 і 3 праворуч від осі «0» (сектор з індексом 7).

Насадка працює наступним чином.

Через паливний канал 8 (рис. 1) паливо подається в нижню голкову камеру 9 і при досягненні в ній тиску, що відповідає тиску впорскування, з боку верхньої голки діє на запірну голку 2. Камера керується піднятою пружиною (не показано на малюнку). При цьому прецизійна частина (замикаюча частина) 6 конуса 5 відходить від контактуючої з нею відповідної поверхні сопла 3 і через утворений зазор паливо надходить у вихідні канали 4. Паливо впорскується в камеру згоряння. палата. При обтіканні потоком конуса 5 на сегментній платформі 7 відбувається зупинка потоку і через високу швидкість і високий тиск при певних геометричних параметрах виникає кавітація, яка за своєю фізичною сутністю є нічим іншим, як



мікробухом (кавітація, наприклад, руйнує поверхні лопатей гвинта швидкісного судна). В результаті паливо досягає каналів 4 в дрібнорозподіленому стані перед тим, як потрапити в камеру згоряння.

Основою для визначення оптимальних розмірів сектора (сходів) 7 були технологічні можливості наявного металообробного обладнання. Різні розміри рівня 7 регулювали послідовно як їхню глибину «Н», так і їхню довжину (висота їхньої стінки, паралельна осі «0» голки).

Крім того, зміна витрати палива, градієнт швидкості палива в різних точках вздовж голчастого конуса, різниця тиску біля різних випускних каналів 4 і асиметрія закручування потоку з точками реверсу мають тенденцію до зниження витрати. поведінки течії в прикордонному шарі визначено обчислювальним шляхом.

Встановлено, що довжина стінки, паралельна осі «0», практично не впливає на якість різку, а визначальним розміром є лише висота «Н» сегмента 7, поверхня якого, крім того, не обов'язково має бути строго перпендикулярним до осі «0». Також встановлено, що конус 5 може мати більше однієї сходинки 7, які повинні лежати по різні боки від осі «0» і при їх несиметричному розташуванні досягається найкращий результат.

В результаті був визначений оптимальний розмір «Н», який знаходиться в межах від 0,15 до 2 мм. При цьому достовірного зв'язку розміру «Н» з діаметром голки 2 і кутом конуса 5 не виявлено, тобто перевага розміру «Н» від 0,15 до 0,2 мм збереглася для форсунки різних типорозмірів серед відомих.

Результати стендових випробувань показали, що запропонована форсунка знижує витрату палива приблизно на 6% порівняно з відомою форсункою при тій же потужності двигуна.

Наявність такої канавки змінює швидкість потоку палива, що в свою чергу призводить до створення турбулентного потоку у валу корпусу розпилювача та покращує якість розпилення палива. Записували частотні характеристики форсунок, оснащених форсунками з канавкою, та створювали полігон їх розподілу (рис. 4.4). Аналіз отриманого графіка в порівнянні зі стандартним інжекторним графіком показав збільшення частоти першої гармоніки.

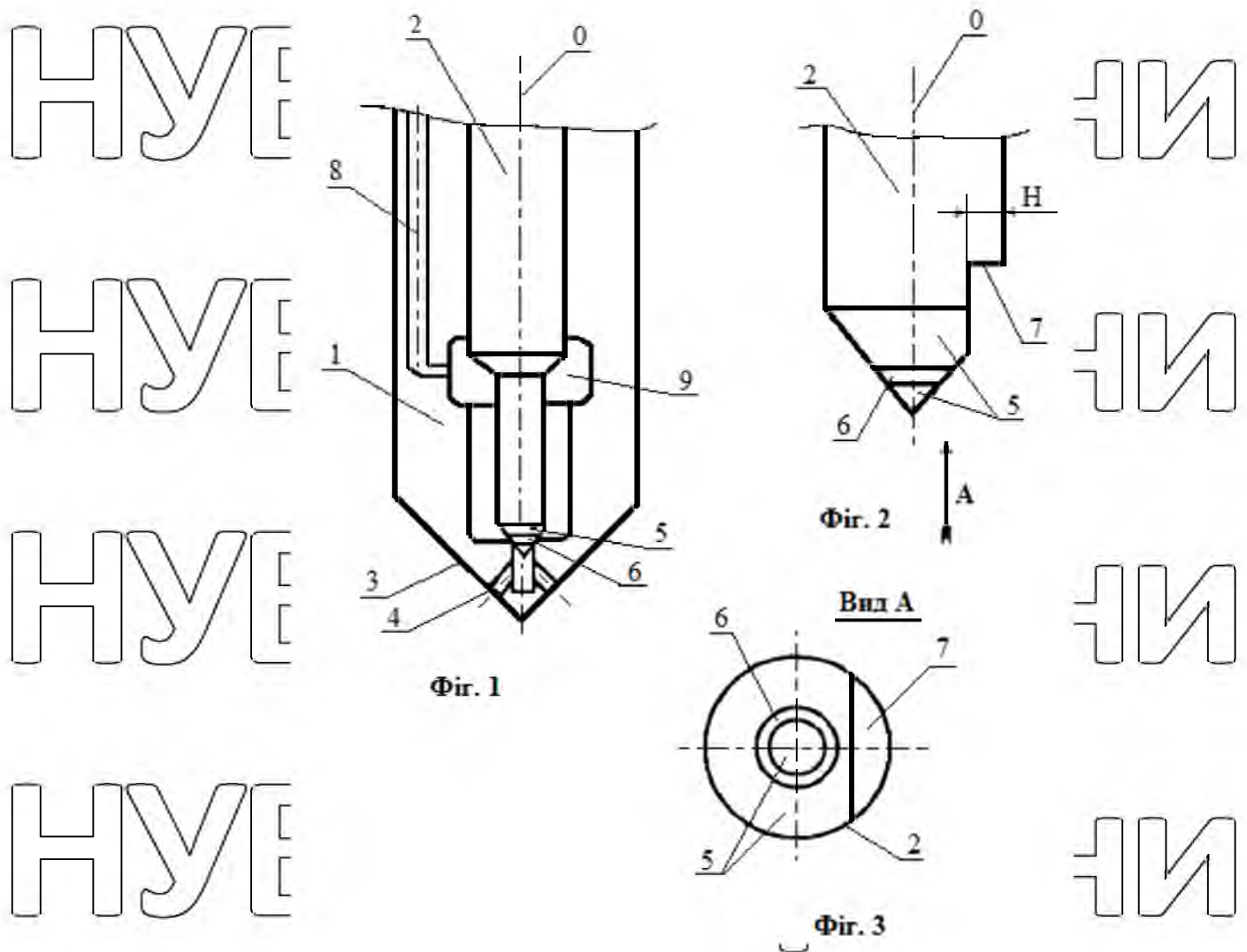


Рис. 4.2. Конструкція паливної форсунки

#### 4.2. Удосконалення технології обслуговування та ремонту форсунок

Висновки, зроблені в другому розділі, і знання, отримані в результаті

вивчення інвентарного складу розпилювачів ТО-3, дозволили розробити ряд заходів щодо поліпшення роботи форсунок і продовження терміну їх служби.

Розроблена технологія ТО-3 включає наступні операції.

- Демонтаж форсунок (зняття розпилювачів);
- Розкоксовка атомайзера для видалення нагару та смоляних відкладень з робочої та зовнішньої поверхонь атомайзера.

Під час розкоксування розпилювачі промивають у ванні з чистим дизелем. Паливо та дефекти форсунок за зовнішнім станом.

Розбираються форсунки з дефектами: знесення форсунки форсунки; вм'ятини і тріщини на корпусі; відламування валу голки; сколи та вм'ятини на конусі

фіксатора голки; Розкриття отворів форсунок корпусу; Пошкодження та корозія точних поверхонь розпилювача.

- Очищення розпилювачів у розчинній ванні має наступний склад (г/л):

Тринарійфосфат 40

Каустична сода 20

Мило господарське 40

Рідке скло 20

Температура розчину 353-368° К. Час очищення 3 години.

- Потім їх промивають гарячою водою з температурою 343-379° К

у 2% водному розчині триетиламіну температура розчину 313-323 °К;

Потім розпилювачі промивають дизельним паливом з додаванням 2% триеталяміну та чистим дизельним паливом; Потім його висушують струменем стисненого повітря.

- видалення залишків коксових відкладень з внутрішніх поверхонь корпусу розпилювача, набір очисних засобів КІ-5319;

- Очистіть розбризкувальні отвори мотузкою або свердлом відповідного діаметру, закріпленим у цангі.

- Промити внутрішні порожнини струменем палива, установка 70-7876-1506;

- Оновлення нап прямої частини розпилювача;

- Відновлення замикаючого конуса корпусу, притирання чавуну, пастою М3, регулювання конуса проводиться на бабці при частоті обертання шпинделя 100 хв

-1;

- Відновлення замикаючого конуса голки, бабки та клинового пристрою;

- Відновлення руху голки, регулювання ущільнювального кінця корпусу розпилювача (настроювальна пластина, паста М5);

- канавки ковтуна на валу голки, заточувальний верстат, цанговий затиск;

- канавка ліски під замикаючий конус, заточувальний верстат, цанговий

затиск;

- Промийте деталі розпилювача струменем палива та прогрійте чистою ганчіркою.

- складання обприскувачів;

НУБІП України

- Перевірте плавність руху голки.
- розподілити обприскувачі на групи за величиною ефективного перерізу або за пропускною здатністю;
- демонтаж корпусу форсунки;

НУБІП України

- промивання в чистому дизельному паливі;
- Видалення нагару за допомогою миючих засобів;
- Зняття регулювальних штифтів;
- Регулювання закриваючого кінця корпусу насадки;

НУБІП України

- вирізання пера;
- шліфування кінців пружин;
- Збірка корпусу форсунки з установкою сполучної шайби між пружинами;
- насадка в зборі;

НУБІП України

- перевірити: водонепроникність, герметичність, якість розпилення палива;

Атомайзери, що не відповідають вимогам ТУ.

- Форсунки, які пройшли перевірку, вдеортовані та налаштовані відповідно до тиску на початку впорскування палива.



Рис. 4.3 Технологічна схема обслуговування форсунок при технічному

обслуговуванні та ремонті ТО-3

Для перевірки показників роботи форсунок згідно ТО-3 вся партія (80 шт.) була піддана повносервісній технології. Після цього з соплів знімали властивості частотних гармонік і за результатами створювали полігон розподілу частотних властивостей сопла згідно ТО-3 Рис. 4.2, з якого видно, що частотні характеристики

значно зросли: було  $\bar{x} = 755$ ,  $\sigma = 2480$ , стало  $\bar{x} = 1003$ ,  $\sigma = 2600$ .

Щоб визначити, чи є це випадковою подією, необхідно порівняти два зразки перед виконанням ТО-3 і після виконання ТО-3.

Рівень значущості  $\beta = 0,05$ .

Тоді, коли  $\sum_{m=2}^{m-d_0} n(m) \leq \beta$ , відмінності між зразками значні.

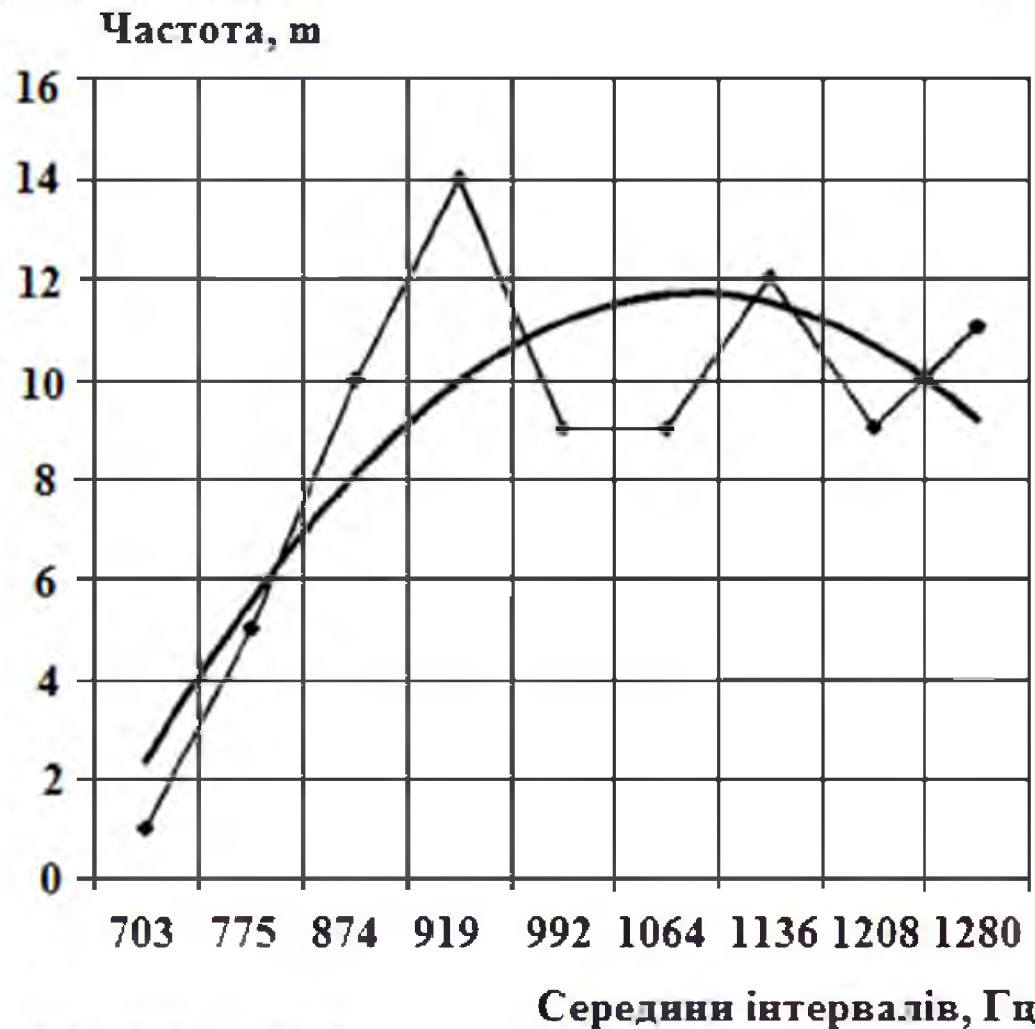
Коли  $\sum_{m=2}^{m-d_0} n(m) > \beta$ , різниця між вибірками незначна і події можна вважати

випадковими.

У нас є два візерунки, з яких  $N_1 = N_2 = 80$  ми отримуємо кількість рядків  $= 59$

$N = N_1 + N_2$  \_\_ тоді  $P(m \leq d_0) = 0,5 - f \left[ \frac{2N_1N_2}{N} - \frac{d_0}{2\sqrt{N} \frac{N_1N_2}{N_2}} \right]$  в результаті ми

отримуємо  $P(m \leq d_0) = 0,5 - 0,198 = 0,302 \rightarrow 0,05 < 0,302$ , зразки, які належать до різних генеральних сукупностей. Що це говорить про позитивний вплив розробленої технології обслуговування форсунок на ТО-3?



<i>Інтервали</i>	<i>частота</i>
703	1
775,125	5
847,25	10
919,375	14
991,5	9
1063,625	9
1135,75	12
1207,875	9
1280	11
<i>Статистичні показники</i>	
Середній	1003,038
Стандартна помилка	18,03961
Медіана	996,5
Мода	800
Стандартне відхилення	161,3511
Дисперсія вибірки	26034,19
Ексцес	-1,201522
асиметрія	0,023591
інтервал	577
мінімум	703
Максимум	1280
рахунок	80
Найбільший (1)	1280
Найменший (1)	703
Рівень надійності (95,0%)	35,90697

Рис. 4.4. Полігон розподілу частотної характеристики сопла за ГО-3.

### 4.3. Вплив двопружинної форсунки на параметри впорскування

Відповідно до розрахунків, теоретично проведених у другому розділі, двопружинна система може привести коливальний процес до діапазону 1300-1700 Гц, що є небажаним. У цій зоні частотної характеристики може виникнути фреттинг-корозія.

Насправді при встановленні двох пружин перша гармоніка мала частоту 1400 Гц, але така система працювала нестабільно. Через деякий час пружини змістилися, в результаті чого насадка вийшла з ладу.

З цього можна зробити висновок про необхідність використання контрвдрізного круга. Така шайба покликана забезпечити центрування пружин і «зрушити» частотну характеристику сопла в більш низький частотний діапазон шляхом введення додаткової маси.

Креслення рухомих мас двопружинної насадки зі стикувальним диском показано на рис. 1. 4.6.

Під час роботи в пружині виникають хвилі деформації, а наявність шайби гасить хвилі, коли вони перетинають пружини в протилежному напрямку, створюючи ефект демпфування. Це має призвести до зниження частоти першої гармоніки.

Для перевірки робочих характеристик форсунки з двопружинною системою і стикувальною шайбою використовують шайби рис. 4.5.

Конфігурацію скрубера та його розміри прийнято виходячи з конструктивних особливостей насадки. Вага шайби можна було змінювати, змінюючи розміри.

Найбільш характерні отримані дані зведені в таблиці 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1.

Змінні розміри ударного диска

D, мм	H, мм	Xм __
1	6	1
2	7	2
3	8-й	3
4	9	4



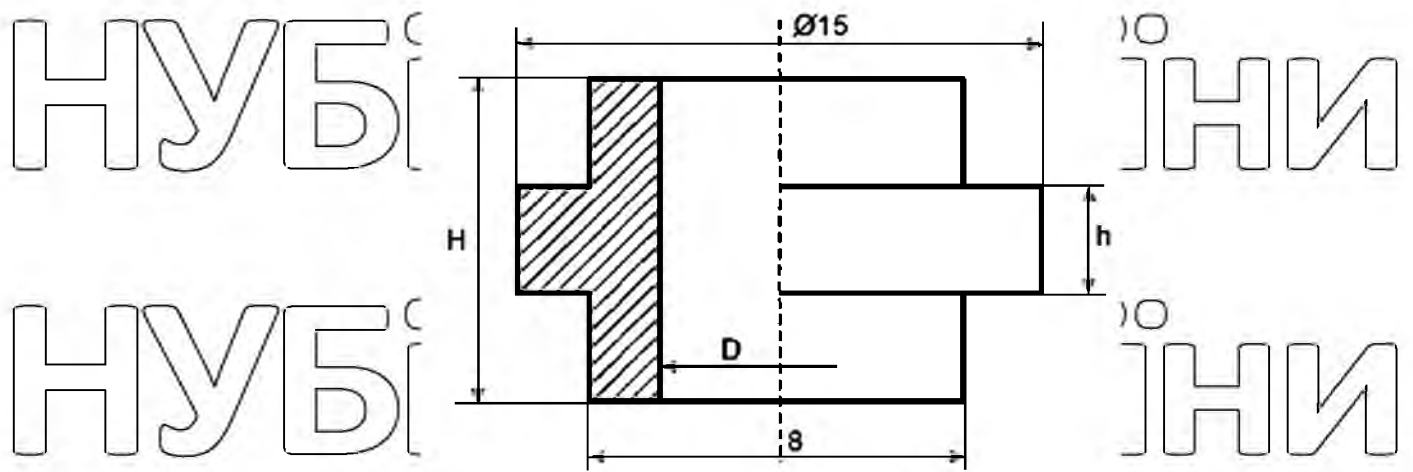


Рис. 4.5. Диск

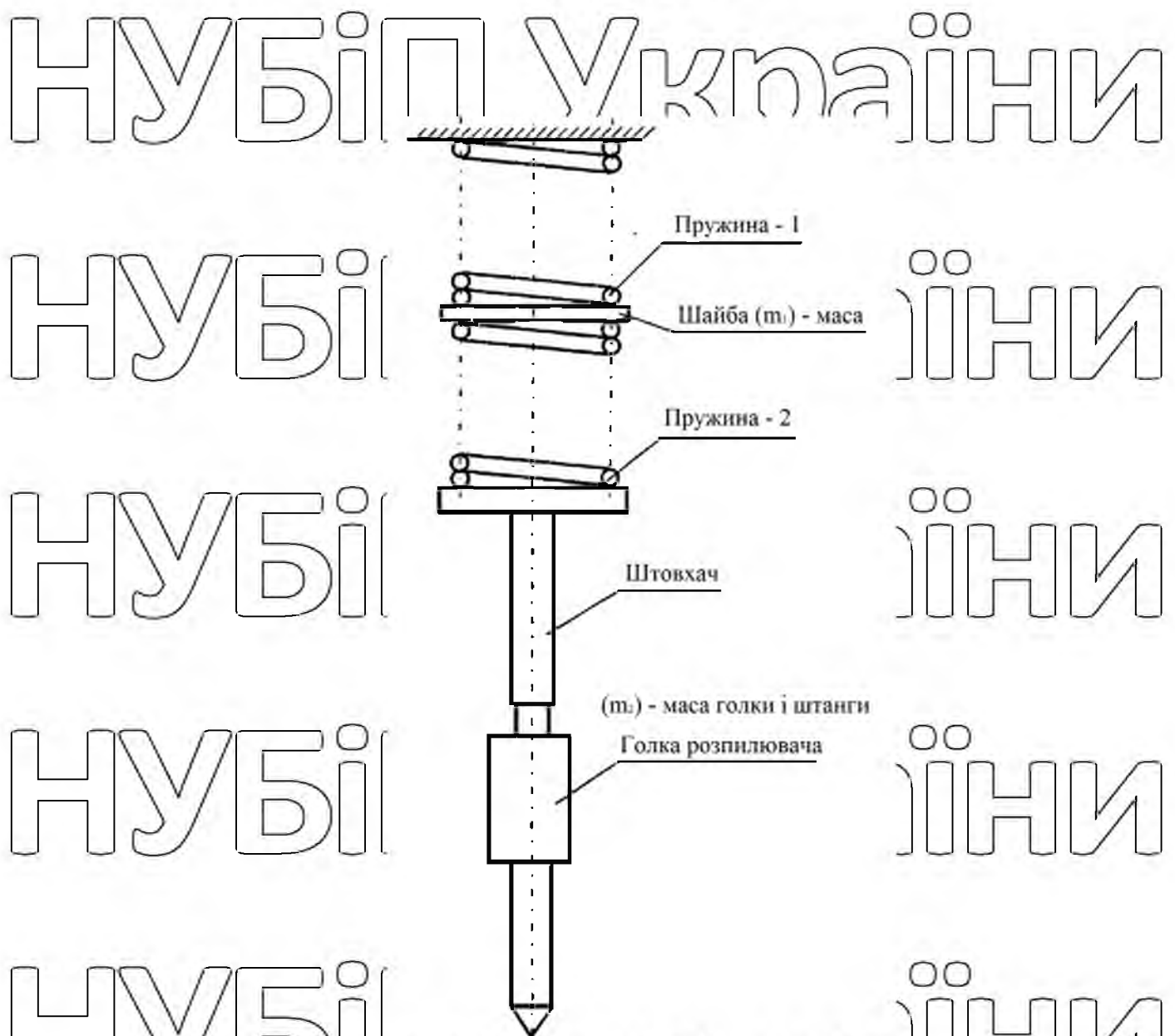


Рис. 4.6 Система рухомих частин двопружинної системи



Усереднені залежності частоти першої гармоніки від маси шайби

Вага шайби, г	Частота першої гармоніки, Гц
1	1300
2	1280
3	1260
4	1250

Для перевірки впливу двопружинної форсунки з стикувальним диском на параметри упорскування з відбраного фонду було відбрано 16 форсунок. Ці розпилювачі по чергово кріпилися на подвійній пружинній форсунці та шайбі.

#### 4.4. Результати експлуатаційних випробувань форсунок

Експлуатаційні випробування форсунок проводилися в сільськогосподарських підприємствах Київської області. Інжектори обслуговувалися за розробленою технологією.

Перед установкою було визначено ефективний переріз (мкФ) розпилювача, середнє значення якого  $x = 0,235$ .

Після зняття форсунок з двигуна вони були випробувані згідно з РТМ 70.0001.029-80.

Результати перевірки показали, що для стандартних форсунок якість розпилення палива знижується на 30%, герметичність знижується на 50%, а шум уприскування палива знижується на 70%.

За результатами перевірки ефективного перерізу отримано середні значення (мкФ)  $x_c = 0,215$ ;  $x_e = 0,231$  де  $x_s$  — середнє значення мкФ серійних розпилювачів після випробувань;

$x_e$  — середнім мкФ експериментальних розпилювачів після випробувань.

Коефіцієнт закоксованості форсунок розраховується за такою формулою:

$$K_k = \Delta \mu f \cdot \mu f^{-1} \cdot 100\%$$

$$\Delta \mu f = \mu f - \mu f_{(c)}$$

де  $\mu f_{(c)}$  — ефективний поперечний переріз серійних розпилювачів після експлуатаційних випробувань.

Ми беремо їхнє середнє значення  $\mu$   $f$  як ефективний поперечний переріз розпилювачів.

Потім:

$$K_{ks} = [(x - x_s) / x] \cdot 100\% = 8,5\%$$

$$K_{ke} = [(x - x_e) / x_e] \cdot 100\% = 1,7\%$$

де  $K_{ke}$  – коефіцієнт серійних розпилювачів;

$K_{ks}$  – коефіцієнт коксування експериментальних розпилювачів.

$$K_{ks} - K_{ke} = 8,5 - 1,7 = 6,8\%$$

Коефіцієнт закоксованості дослідних розпилювачів на 6,8% нижчий, ніж у серійних.

Це дозволяє зробити висновок, що в експериментальних розпилювачах схильність до коксування нижча, ніж у серійних.

Було підготовлено ряд форсунок і розпилювачів, щоб перевірити експериментальні форсунки на раптові збої.

До форсунок в процесі експлуатації нарікань не було.

За результатами експлуатаційних випробувань визначено ресурс форсунок, що пройшли ТО-3 за розробленою технологією.

Термін служби тестових форсунок становив 2500-2600 годин, 75% придатних для використання після 1500 годин роботи.

Термін служби форсунок серії становив 1300 годин, 13% придатних для використання після 1500 годин роботи.

Випробування тестових насадок на раптову поломку внаслідок руйнування показало, що вони мають достатню міцність, оскільки витримують значно більше змін навантаження, ніж  $10 \cdot 10^6$  (критерій оцінки втомної міцності) під час експлуатації.

Експлуатаційні випробування показали:

1. Експериментальні форсунки менш схильні до коксування, ніж серійні (на 6,8%);

2. Ресурс форсунок після ТО-3 2500-2600 годин.

#### 4.5. Результати дослідження основних факторів, що впливають на продуктивність форсунок.

З вищесказаного можна зробити такі висновки:

1. Зубок на валу голки дозволяє підвищити частоту коливань першої гармоніки на 25-55 Гц;

2. Ексцентричне стиснення голки створює обертальний рух приблизно 10 хв

3. Обертальний рух забезпечує рівномірне розміщення вздовж лінії контакту конусів голки розпилювача;

4. Послідовна практика збільшує ймовірність невдачі;

5. Використовуючи двопружинну насадку в поєднанні з приєднувальним диском, можна збільшити частоту першої гармоніки до 1280 Гц;

6. Розроблена під час ТО-3 технологія обслуговування форсунок дозволяє повернути в експлуатацію 86,5% усіх форсунок;

7. Дослідні форсунок менш схильні до коксування (на 6,8%);

8. Термін служби форсунок ТО-3 2500-2600 годин;

9. Розроблені конструктивні модифікації форсунок розпилювачів рекомендовано використовувати при ремонті паливної апаратури на спеціалізованих станціях і майстернях для підвищення експлуатаційних характеристик форсунок.

## РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 5.1 Коротка характеристика технологічного процесу

Основними завданнями СТО є діагностика, налагодження та усунення несправностей вузлів паливної апаратури. Контрольна діагностика вузлів системи паливостачання двигуна в плановому порядку проводиться ТО-2 або при виявленні несправностей у роботі, перебоїв у роботі окремих вузлів. Ремонтні роботи включають демонтаж, монтаж і регулювання паливних насосів високого тиску, форсунок і трубопроводів в залежності від виду і характеру несправності.

Характеристика обладнання, що використовується на ділянці:

Для максимально зручної і точної діагностики агрегатів паливної апаратури сайт оснащений наступним обладнанням:

1. Стенд для діагностики та ремонту ТНВД КИ-22205.
2. Пристрій для перевірки тиску впорскування палива з форсункою КИ-562, КИ-3333.
3. Пристрій для перевірки гідравлічної щільності поршневих пар.

### 5.2 Шкідливі та небезпечні фактори при обслуговуванні та ремонті паливної апаратури

Слюсар з ремонту паливної апаратури проводить технічне обслуговування та ремонт вузлів і деталей паливної апаратури дизеля з використанням спеціального обладнання. Обладнання та витратні матеріали. Водночас виробничі фактори впливають на працівників. Відповідно до ГОСТ 12.0.003-86 вони поділяються наступним чином:

#### 1) Небезпечні фактори:

- Робота з приводними механізмами, де існує небезпека механічного ушкодження;

- Ризик ураження електричним струмом;

- Пожежна небезпека.

#### 2) Шкідливі фактори:

- масляні та паливні пари;

- Пил

3) Велике значення мають санітарно-гігієнічні умови праці:

- мікроклімат робочої зони;
- Освітлення робочого місця.

Мікроклімат приміщення характеризується:

- температура повітря;

- температура поверхні;

- відносна вологість;

- Інтенсивність теплового випромінювання від робочої поверхні.

### 5.3 Вимоги безпеки при користуванні стендом

До роботи з паливними апаратами допускаються особи віком від 18 років, які пройшли відповідне навчання, інструктаж і перевірку знань вимог безпеки із записом у спеціальному журналі та мають підтвердження кваліфікації.

Пристаюючи до роботи, технік паливної системи проходить попередній медичний огляд, який потім регулярно повторюється. Кваліфікаційна група слюсаря з техніки безпеки не нижче третьої.

Його використання здійснюється суворо за призначенням відповідно до технологічного процесу технічного обслуговування та ремонту автомобіля.

Під час діагностики автомобіля забороняється:

- робота на несправному діагностичному стенді;

- Уникайте розливання та розбризкування палива під час підключення пристрою.

Використані миючі засоби зберігають у металевих ящиках із щільною кришкою і після закінчення роботи вивозять у пожежобезпечне місце.

При роботі з паливними пристроями необхідно дотримуватися наступних вимог:

- Видаліть паливо, що потрапило на шкіру, і після завершення роботи ретельно

вимийте руки, обличчя та шию теплою водою з милом.

- Не носіть одяг, просочений нафтопродуктами.

- Мийте речі у ванній кімнаті тільки гребінцями, щітками та ганчірками. При цьому працівник повинен бути одягнений у фартух із маслобензостійкого матеріалу;

- пошкодження шкіри необхідно промити і забинтувати 3% розчином борної кислоти;

- Щоб захистити руки від контакту з нафтопродуктами, накрийте їх спеціальними рукавичками заєоби захисту.

У приміщенні для роботи з паливною апаратурою забороняється палити та перебувати стороннім особам.

При виконанні слюсарних робіт працівник повинен звертати особливу увагу на зміст розпорядження робочого місця та інструментів. Ручні інструменти (молотки, зубила, діркопробивачі тощо) повинні відповідати таким вимогам:

- Торці робочі – без пошкоджень (вибоїн, відколів);

- бічні поверхні в місцях їх затискання руками - не повинні мати задирок, задирок і гострих країв;

- лотична частина ударних інструментів – має бути гладкою, без тріщин, задирок і відколів;

- Молотки і кувалди повинні бути надійно закріплені, а поверхня рукояток повинна бути гладкою, без задирок і тріщин.

Забороняється використовувати напилки, долота та інші інструменти із загостреною, неробочою частиною, з погано прикріпленою дерев'яною рукояткою, а також зі зламаною рукояткою або без металевого кільця.

Гайкові ключі повинні відповідати розміру гайок і болтів і мати паралельні незношені губки. Забороняється відкручувати гайки великими ключами і вставляти металеві пластини між поверхнями гайки і ключа, а також подовжувати ключ шляхом приєднання іншого ключа або труби.

#### **5.4. Розрахунок викидів забруднюючих речовин**

У ремонтно-випробувальній станції паливної апаратури автомобілів проводяться численні роботи, випробування та регулювання, під час яких відбувається викид забруднюючих речовин. Розрахунок регламентується

Методикою проведення кадастру викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря автотранспортними підприємствами.

Валові викиди забруднюючих речовин від випробувань дизельного пристрою:

$$M = g \cdot V \cdot 10^{-6} \text{ т/рік}, \quad (5.1)$$

де  $g$  – питома кількість забруднюючої речовини: форсунки – 788 г/кг, ПНВД – 317 г/кг,

$V$  – Споживання дизельного палива на рік, кг

$$B = N \cdot v \cdot t \quad (5.2)$$

де  $N$  – кількість діагностованих форсунок;

$v$  – середня витрата палива 1-ї форсунки за хвилину, г.;

$t$  – час роботи стенду.

Час діагностування форсунки з розробленим стендом становить 7...8 хв., час складання та налаштування стенду – 9 хв., час роботи на добу – 7,5 год = 450 хв. Тобто стенд дозволяє діагностувати 28 форсунок на добу.

Середня витрата палива однієї форсунки за хвилину становить 18,72 г/хв, виходячи з даних технічної характеристики форсунки ЯМЗ 127-10.

$$B = 28 \cdot 18,72 \cdot 8 \cdot 305 = 1278,9 \text{ кг.}$$

$$M = 317 \cdot (1278,9 \cdot 10^{-6}) = 0,4051 \text{ т/рік.}$$

Максимальний разовий викид:

$$G^T = B^1 \cdot \text{г/т} \cdot 3600, \text{ г/с}, \quad (5,3)$$

де  $B^1$  – витрата дизельного палива за добу,  $B^1 = 4,193$  кг;

$t = 7,5$  – робочий час, год

$$GT = 4,193 \cdot 317 / 7,5 \cdot 3600 = 0,049 \text{ г/с.}$$

З розрахункових даних можна зробити висновок, що валовий викид і максимальний індивідуальний викид в діагностичі форсунок нижче нормативних значень ОНД-86.

## 5.5. Висновки та пропозиції

Відповідно до описаних вище вимог техніки безпеки та охорони праці на підприємстві повинні бути створені здорові та безпечні умови праці, забезпечення яких є прямим обов'язком керівництва.

У зв'язку з цим керівництво зобов'язано запровадити сучасні засоби безпеки, що запобігають нещасним випадкам на виробництві та створюють санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань працівників.

Згідно з нормами законодавства ремонтне підприємство несе матеріальну відповідальність за шкоду, заподіяну працівникам внаслідок каліцтва або іншого ушкодження здоров'я у зв'язку з виконанням ними трудових обов'язків.



## РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ФОРСУНОК

Якість обслуговування і ремонту форсунок характеризується стабільністю роботи дизеля і продовженням часу роботи до відмови.

Економія завдяки покращеному обслуговуванню реалізується безпосередньо в зоні використання. Розроблені в магістерській роботі заходи, як уже зазначалося, призначені для використання як в паливній апаратурі ТО-3, так і при її ремонті.

Впровадження вдосконаленої технології вимагає невеликих додаткових витрат.

Тому при визначенні економічного ефекту враховувалися зміни заявлених витрат, як в ТО-3 або ремонтному виробництві, так і в операційній зоні.

Розрахунок проводився згідно з методикою [74] з використанням різниці загальних приведених витрат на одиницю трактора.

Ефект від впровадження досягнутий за рахунок збільшення часу роботи на помилки на 50-65%.

### 6.1. Розрахунок економічної ефективності

Економічна ефективність реалізації технології відновлення працездатності форсунок досягається за рахунок повторного використання форсунок, які відсортовані через знос робочих фасок голки. На цій основі визначено економічну доцільність впровадження технологічного процесу шляхом порівняння вартості нового обприскувача з вартістю ремонту з урахуванням номінальної вартості. [77, 78, 79].

Витрати на ремонт визначалися за видами витрат і видами робіт.

$$S_v = Z_p + S_m + A_o + R_i + Z_r \quad (6.1)$$

де  $Z_p$  - заробітна плата виробничих робітників з нарахуваннями, грн.;

$S_m$  - вартість основних і допоміжних матеріалів, грн.;

$A_o$  - страхування амортизації обладнання, грн.;

$R_i$  - вартість інструменту, грн.;

$Z_p$  - витрати на утримання, капітальний, поточний ремонт і технічне обслуговування обладнання, грн.

Заробітна плата виходить із співвідношення:

$$Z_p = Z_o + Z_d + Z_n, \quad (6.2)$$

де  $Z_o$  - основна заробітна плата в гривнях;

$Z_d$  - додаткова заробітна плата, грн.;

$Z_n$  - відрахування на соціальне страхування, грн.

Основна заробітна плата становить:

$$Z_o = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \cdot T_{год}}{60} \cdot K_{np}, \quad (6.3)$$

де  $t_i$  - час, необхідний для виконання  $i$ -ї операції, год.;

$T_{год}$  - годинна ставка відповідного розряду робіт, грн.;

$K_{np}$  - коефіцієнт, що враховує надбавки до заробітної плати, ( $K_{np} = 1,3$ ).

Додаткова заробітна плата визначається за формулою:

$$Z_d = Z_o \cdot K_1; \quad (6.4)$$

Таблиця . 6.1.

Розрахунок основної заробітної плати по ремонту

НІ	Назва операції	трудомісткість виконання, Людей - год	клас роботи	Оплата погодинна, грн/год.	Заробітна плата, грн
005	Слюсарна	0,07	2	30	2,73.
010	Мийна	0,01	2	30	0,39
015	несправність	0,2	2	30	7,8
020	Слюсарна	0,1	5	33	4,29
025	Абразивна	0,13	2	30	5,07
030	Контроль	0,12	3	31	4,84
Загалом					25,12

де  $K_1$  - коефіцієнт, що враховує різні доплати ( $K_1 = 0,2$ ). Звідки  $Z_d = 5,02$

грн.

Розмір відрахувань на соціальне страхування визначається за формулою:

$$Z_n = (Z_o + Z_d) \cdot K_2, \quad (6,5)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт відрахування на соціальне страхування ( $K_2 = 0,41$ ).

Після заміни числових значень отримуємо:  $Z_n = 12,35$  грн.

Підставляючи значення у формулу (6.2), отримуємо:  $Z_n = 42,49$  грн.

Матеріальні витрати визначають за формулою:

$$S_m = (M_o T_{so} + M_v T_{sv}) K_t, \quad (6,6)$$

де  $M_o$  - норма витрати основного матеріалу, кг.;

$T_{so}$  - оптова ціна за 1 кг основного матеріалу, грн.;

$M_v$  - норма витрати допоміжних матеріалів, кг.;

$T_{sv}$  - оптова ціна за 1 кг допоміжного матеріалу, грн.;

$K_t$  - коефіцієнт транспортних витрат ( $K_t = 1,12$ ).

Суми амортизації обладнання розраховуються за формулою:

$$A_o = \frac{B_o \cdot n}{N \cdot 100}, \quad (6,7)$$

де  $B$  – балансова вартість обладнання в гривнях;

$n$  – норма амортизації, % ( $n = 15\%$ );

$N$  – річна програма відновлення, од. ( $N = 2000$ ).

Перелік технологічного обладнання цеху ремонту паливної апаратури наведено в табл. 6.2.

Підставляючи дані у співвідношення (6.7) отримуємо:

$$A_0 = 10,3 \text{ грн.}$$

Вартість інструментів становить:

$$P_i = \frac{C_i \cdot n'}{N \cdot 100} \quad (6,8)$$

де  $C_i$  – вартість інструменту, грн (обирається в розмірі 15% від балансової вартості обладнання);

$n'$  – норма амортизації на інструмент, % ( $n' = 12\%$ ).

Вартість інструментів становить:

$$R_i = 1,24 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати обладнання становлять:

$$Z_r = R + E + \text{квітень} \quad (6,9)$$

де  $R$  – річна вартість капітального, поточного ремонту та утримання в гривнях;

$E$  – вартість оплати електроенергії, грн.;

Квітень – відрахування на обладнання, грн.

Таблиця. 6.2.

Розрахунок вартості капіталу

№	Назва пристрою	номер	Вартість однієї одиниці обладнання – грн.
1	Верстак ОРГ-5101	1	1600
2	пральна машина		9500
3	Стенд КІ-3333		4000
4	Стенд КІ-921М	1	29200
5	Шліфування та полірування Машина ЗБ853		20000
6	Будівельна техніка		3000
7	Фабрика	54 м <sup>2</sup>	70000
Загалом			137300

Вартість ремонту становить:

$$R = \frac{B_{Об} \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n t_{шт}}{\Phi_D \cdot K_z \cdot 100}, \quad (6.10)$$

де  $p$  – норма витрат на ремонт, % ( $p = 12\%$ );

$t_{шт}$  – штучний час на  $i$ -ту операцію, год (табл. 6.1);

$K_z$  – коефіцієнт завантаження пристрою ( $K_z = 0,8$ );

$\Phi_D$  – ефективний річний фонд часу роботи обладнання, год. ( $\Phi_D = 1582$  год.).

Отже, річна вартість усіх видів ремонту становить:

$$R = 8,24 \text{ грн}$$

Витрати за тарифом на електроенергію виходять із співвідношення:

$$P_E = \sum_{i=1}^n N_i \cdot t_{шт}, \quad (6.11)$$

де  $N_a$  – встановлена потужність електродвигуна в  $i$ -му режимі роботи, кВт\*год.

$$P_E = 5,2 \text{ кВт/год.}$$

Для ремонтних підприємств тарифна ставка становить одну кВт/год.

Електроенергію встановлено 1,91 грн., тоді  $E = 9,93$  грн.

Витрати на амортизацію пристрою становлять:

$$A_{np} = \frac{C_{np} \cdot n''}{100 \cdot N_g}, \quad (6.12)$$

де  $C_{np}$  - вартість обладнання, грн.;

$n''$  - норма амортизації, %, ( $n'' = 12\%$ );

$N_g$  - кількість обприскувачів, оброблених на цьому пристрої ( $N_g = 2000$  шт.);

$K_{вн} = 0,18$  грн.

Підставляючи результати в співвідношення (6.9), отримуємо:

$$Z_r = 18,35 \text{ грн.}$$

Відповідно до формули 6.1 витрати на ремонт обприскувача становлять:

$$Z_{в} = 72,78 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від оновлення шприца розраховується за формулою:

$$E_P = \left( C_{н} - \left( C_{в} + C_{зал} + E_{н} \left( \frac{K}{N} \right) \right) \right) \cdot N, \quad (6.13)$$

де  $C_{н}$  - ціна нового обприскувача, грн.;

$C_{в}$  - вартість відновлення обприскувача, грн.;

$C_{зал}$  - залишкова вартість зношеного сидла, грн.;

$E_{н}$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$K$  - сума капітальних вкладень, грн.

Підставляючи значення в формулу 6.13 отримуємо:

$$E_P = 146324 \text{ грн.}$$

Термін окупності капітальних вкладень визначається за формулою:

НУБІП України  $T_0 = \frac{K}{E_P} = 2,2 \text{ роки.}$

Тому зверніть увагу:

- вартість капітального ремонту форсунок розпилювачів за розробленою технологією в 2,5 рази нижча за вартість нових;

НУБІП України - Річний економічний ефект від ремонту 2 тис. розпилювачів становитиме 146324 грн.;

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

# НУБІП України

1. На основі аналізу літературних джерел та проведених досліджень встановлено, що форсунки дизельних двигунів тракторів є найменш надійними елементами паливної апаратури. Основною причиною такої ситуації є недосконалість існуючих технологій обслуговування та ремонту форсунок.

2. Розроблено математичну модель кодівального процесу голки насадки. Отримано аналітичні вирази, які дають змогу визначити вплив конструктивно-нормативних параметрів і технічного стану форсунок на їхню схильність до дроблення в процесі експлуатації.

3. Розроблено спосіб відновлення працездатності форсунок шляхом встановлення на конічній поверхні голки сегментованої платформи між її прецизійною частиною та зоною переходу конуса в циліндр, що дозволяє підвищити якість розпилення палива та витрата палива зменшується на 6%.

4. Запропонована конструктивна модифікація форсунок, яка полягає в розрізанні пружини форсунки на дві частини та з'єднанні їх проміжним диском, що забезпечує підтримку частоти першої гармоніки в діапазоні 1250...1260 Гц.

5. На основі розроблених і обґрунтованих технологічних рішень удосконалено технологію обслуговування форсунок, яка доступна як загальноремонтним цехам, так і спеціалізованим цехам ремонтного комплексу. Інжектори, які пройшли техобслуговування, покращують частотні характеристики, що дозволяє відновити їх ефективність до 85% і збільшити ресурс на 50-65%.

6. Річний економічний ефект від впровадження санаційної технології при ремонті 2000 обприскувачів становитиме 146324 грн.

# НУБІП України



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антипов В. В. Зношування прецизійних деталей і порушення властивостей паливної апаратури дизелів. - М.: Машиностроение, - 1965. - 131 с.
2. Вельських В. І. Діагностика та технічне обслуговування сільськогосподарської техніки. - М.: Колос - 1980. - 575 с.
3. Кривенко П. М., Федосов І. М. Ремонт і обслуговування системи живлення тракторних двигунів. - М.: Колос. 1980. - 288 с.
4. Михлін В. Н. Управління надійністю сільськогосподарської техніки. - М.: Колос. 1978. - 247 с.
5. Паливна апаратура дизелів тракторних і зернозбиральних комбайнів: Довідник / В. Г. Кислов, В. А. Павлов, Трусов А. П. та ін. - М.: Машиностроение, - 1980. - 208 с.
6. Бахтіаров Н.І., Логінов В.Є. Виготовлення та експлуатація прецизійних парогенераторів. - М.: Машиностроение - 1979. - 209 с.
7. Башіров П. М., Кислов В. Г., Павлов В. А. та ін. Надійність паливної апаратури тракторних і комбайнових дизелів. - М.: Машиностроение, - 1978. - 184 с.
8. Ждановський Н. С., Ніколаєнко А. Б. Надійність і довговічність тракторних двигунів. - Л.: Колос, - 1981. - 295 с.
9. Бугаєв В. П. Експлуатація і ремонт форсованих буксирних двигунів. - М.: Колос, 1981. - 209 с.
10. Ніколаєнко А. Б., Хватов В. Н. та ін. Вплив нормативних параметрів паливної апаратури на роботу тракторних дизелів // Діагностика підвищення економічності, економічності та довговічності двигунів. Т23, доп. Науково-технічний семінар. - Л., 1990. - С. 91-92.
11. Чугунов В. А., Власов П. А. Вплив температури палива на знос - розпилувачів безштифтових форсунок. - Механізація та електрифікація сільського господарства, 1989, № 1 С. 47 - 48.
12. Гаширов Ю.М., Фельдман Л.Б. та ін. Обґрунтування параметрів, що визначають граничний стан ФД розпилувачів // Труды ГОСНИТИ, Т86 - М.: 1989 - с. 94 - 101.

13. Моїсєєв А. І., Бурдикін В. Д. Вплив режимів роботи двигуна на закоксовку багатотвіркових форсунок. Двигателестроение, 1981. № 7. С. 38 - 39.

14. Ніколаєнко А.В., Хვაгов В.Н. Розрахунок і експериментальна оцінка потужності дизельних двигунів автотракторів. Л.: Агропромиздат, - 1985. - 136 с.

15. Астахов І. В., Трусов В. І. та ін. Подача і розпилення палива в дизелях. - М.: Машиностроение, 1971. - 359 с.

16. Астахов І. В., Голубков Л. Н., Трусов В. І. Паливні системи та економічність дизельних двигунів. - М.: Машиностроение, 1990. - 238 с.

17. Югас П. І., Лабєцкас Г. С. Надійність паливних насосів розподільного типу // Трактори і с.х. Автомобілі - 1994. - № 12 - С. 27 - 28.

18. Смирнов В. Г., Татаринцев В. А. Упрогнозування кінцевого ресурсу форсунок форсованих дизелів при експлуатації за рахунок утворення сажі в розпилювачах // Енерготехнологія середнього с.х. Позначення та їх технічні системи. - М, 1989. - С. 55 - 61.

19. Голев В.Ю., Русаков А.С., Махов А.Г. Знос запірних конусів і прогноз ресурсу обрискувачів автотракторних дизелів // Двигателестроение. - 1989, - № 12 - С. 20 - 23.

20. Трусов В.Я., Дмитриченко В.П. Масляний Г.Д. Форсунки автотракторних дизелів. - М.: Машиностроение, - 1977. - 167 с.

21. Ніколаєнко А. Б. Теорія, конструкція та розрахунок тракторних двигунів. - М.: Колос, 1984. - 335 с.

22. Свостула А.С., Матоевський Д.Д., Туляєв П.Ю., Єськов А.Б. Експериментальне дослідження властивостей паливних жиклерів дизельних форсунок // Двигателестроение. - 1999 - № 1. С. 29-38.

23. Патент 5199647 США, МКІ<sup>5</sup> F 02 M 61/18 Інкєкторний клапан для дизельних двигунів з поршневіми камерами.

24. АС 1710814 СРСР, МКІ<sup>5</sup> Ф 02 М 61/10 Форсунка розпилювача для двигуна внутрішнього згоряння / Євсєєв Н.М./ - № 47 10543/06, Опубл.07.02.92 // Бюл.№5.

25. Форсунка вдосконаленої конструкції для забезпечення підвищеної повноти згоряння // Поршневі та газотурбінні двигуни/ 1992. - № 16 - С. 18 - 20.

26. Раздейцев І. Ф. та ін. Вибір раціональних параметрів паливної апаратури форсованого транспортного дизеля // Моторні двигуни внутрішнього згорання. Випуск 41. - Харків, ун-т "Ізвоз". 1985 С. 29 - 33.

27. Фейнлебб Б. Н. Паливна апаратура дизелів тракторів: довідник. - Л.: Машиностроение, - 1990. - 345 с.

28. Фомін Ю. А. та ін Паливна апаратура дизелів: довідник. - М.: Машиностроение, 1982 - 168 с.

29. ГОСТ 8669-82 Форсунки дизельних двигунів автотракторних. Правила приймання та методи випробувань.

30. ГОСТ 8770-82 Насоси паливні високого тиску. Правила приймання та методи випробувань.

31. ГОСТ КТ СЭВ 2406-80 Розпилувачі дизельних тракторних двигунів. Технічні вимоги та методи випробувань.

32. ГОСТ 10579-82 Форсунки дизельні. Загальні технічні умови.

33. ГОСТ 25708-83 Пари прецизійні дизельних паливних апаратів. Загальні технічні умови.

34. ОСТ 23.1.450-84 Пари прецизійні паливної апаратури дизелів тракторних і зернозбиральних комбайнів. Розпилувачі плунжерні пари. Технічні вимоги. Методи контролю.

35. ОСТ 24.161.01-82 Розпилувачі дизельних двигунів. Технічні вимоги. Правила приймання та методи випробувань.

36. РТМ 70.0001.029-80 Технічне обслуговування форсунок дизеля. М - 1980 рік.

37. Кузнецов Т. Ф. Автоколивальні і ін'єкційні голки. Праці Хіжт Випуск 63, 1963, С. 53 - 58.

38. Астахов І. В. Вплив динаміки руху голки форсунки на процес вприскування палива високооборотного дизеля "Энергомашиностроение", 1962, № 8 С. 13 - 16.

39. Двигуни внутрішнього згорання: системи, що складаються з поршневіх і комбінованих двигунів. Під загальною ред. А. С. Орліна, М. П. Круглова. Редагується 3-є видання і додатково М., Машинобудова, 1985, стор 456.

40. Федорович В. І. Удосконалення оцінки технічного стану обприскувачів тракторних дизелів шляхом дроблення впорскуванням при ремонті. / Автореферат дис. Саратов 1988

41. Проектування та виготовлення паливної апаратури тракторного дизеля / В. Г. Кислов, Є. І. Кошман. - М.: Машиностроение, 1971. - 302 с.

42. Ачкасов К. А., Ветера В. П. Ремонт силових і гідравлічних систем тракторів, автомобілів і зернозбиральних комбайнів. М., середня школа. 1981 р. - 287 с.

43. Кривенко П. М., Федосов І. М. Ремонт і обслуговування системи живлення тракторних двигунів. - М.: Колос, 1980. - 288 с.

44. Кривенко П. М., Федосов І. М., Аверьянов В. Н. Ремонт сільськогосподарського дизеля. - М.: Агропромисловість, 1990 р. - 270 с.

45. Кривенко П. М., Федосов І. М. Технічне обслуговування дизельної та - паливної апаратури. - М.: Колос. 1973 р. - 344 с.

46. Загородських Б. П., Хатько В. В. Ремонт і регулювання паливної апаратури двигунів тракторів і комбайнів. - М.: Россельхозиздат. - 1986. - 141 с.

47. Загородських Б. П. Відновлення герметичності розпилювачів форсунок автомобільних тракторних двигунів // Межвуз. наук сб.- Саратов. - 1986. - С. 64 -

68

48. Бахтіаров Н. І. Відновлення прецизійних поверхонь деталей паливних систем // Техніка в сільському господарстві. - 1980. - №8. - С. 45 - 47.

49. Вельських В. І. Діагностика та технічне обслуговування сільськогосподарської техніки. - М.: Колос, - 198. - 575 с.

50. Паливна апаратура дизелів автомобільних тракторів і комбайнів. Технічні вимоги до капітального ремонту. - М.: ХОСНІТІ. - 1989. - 286 с.

51. Власов П. А. Особливості експлуатації дизельної паливної апаратури. - М.: Агропромиздат, - 1986. - 127 с.

52. Лишевський А. С. Дизельні паливні системи. - М.: Машиностроение, 1981, 124 с.

53. Кутовой В. А. Впорскування палива в дизельних двигунах. - М., Машинобудування, 1981, стор - 124 с.

54. Федорович В. Я., Полухін Є. Д. Прогнозування функціонування дизельних форсунок. М. «Известия ВУЗов, Машинобудування», М ВСУ ім. Н. Е. Баумана, № 2, 1984. С. 108 - 112.

55. Фельдман П. Б., Хаширов Ю. М. та ін. Порівняльна оцінка коксостійкості дослідних і серійних розпилувачів форсунок дизеля СМД-62 за результатами експлуатаційних і прискорених випробувань // Труды ГОСНИТИ, Т. 81, Москва: 1989. С. 97- 105.

56. Федосов І. М. та ін Насадка - калібр // Труды ХОЗНИЦТВ - Т. 95. - М.: 1995, - с.61-64.

57. Агєєв Б. С., Чурсин В. В. Фізична картина пружних деформацій прецизійних пар-наливорозподільчих пристроїв // Двигателестроение. - 1982. - № 5. - С. 57 - 59.

58. Григор'єв В. Д. Результати контролю технічного стану насосів УТН-5 при капітальному ремонті // Збірник наукових праць ХІМЕШ. - 1980. Вип. 157. - С. 57 - 60.

59. Єрмолов Л. С., Кряжков В. М., Черкун В. Є. Основи надійності сільськогосподарської техніки. - М.: Колос. 1982. - 271 с.

60. Ждановський Н. С., Ніколаєнко А. Б. та ін // Трактори та сільськогосподарські машини. - 1975. - № 9. С. 79.

61. Паливна апаратура дизелів тракторів і комбайнів. Довідник. М., Машинобудування, 1991. - 208 с.

62. Бендриков Г. А., Конєв Ф. Б. Застосування методу тракторних коренів до дослідження лінійних систем із запізненням. Вісник Московського державного університету. 1967. № 4. С. 96- 103.

63. Шов Б. П. Витоки рідин через форсунки в середовища під тиском. М., Машинобудування, 1968. 140 с.

64. Новофастовський Д. В. Biederman В. \_ Л. Прикладна теорія механічних коливань. М., Вища школа, 1972. 416 с.

65. Кузнецов Т. Ф. Автоколивальні ін'єкційні голки. Праці Хіжт. Випуск 68. - Харків, 1963. С. 53- 58.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП **ДОДАТКИ** України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Позначення

# НУБІП України

$G_k$  - жорсткість корпусу насадки;  
 $m_g$  - маса голки;  
 $f_{gp}$  - площа поперечного перерізу голки;

# НУБІП України

$f_{x0}$  - тиск голки на опорну поверхню;  
 $p_p$  - тиск палива в лінії подачі;  
 $\delta_v$  - тиск палива перед отвором форсунки розпилювача;  
 $p_y$  - тиск у камері згоряння двигуна;

# НУБІП України

$G_n$  - жорсткість пружини сопла;  
 $h_{gn}$  - величина попереднього стиснення голки;

# НУБІП України

$y$  - від голки;  
 $f_{px}$  - сила тертя;  
 $p_x$  - сила зчеплення;  
 $\Delta h$  - переміщення голки внаслідок деформації замикаючого конуса розпилювача;

# НУБІП України

$S$  - площа сегмента голки;  
 $I$  - момент інерції стрілки відносно осі симетрії;  
 $a$  - довжина хорди відрізка;  
 $h$  - висота сегмента;

# НУБІП України

$l$  - довжина кола, що обмежує сегмент;  
 $r$  - радіус кола, що обмежує сегмент;  
 $\mu$  - коефіцієнт витрати дроселя поперечного перерізу;  
 $\delta_t, \delta_f, \delta_f'$  - відповідно тиск в магістралі до і після цього перетину;  
 $Q_s$  - витрата палива;

# НУБІП України

$V_s$  - швидкість течії палива на ділянці  $s$ ;  
 $V_f$  - витрата палива в нормальній частині голки;  
 $K$  - коефіцієнт кавітації;  
 $U$  - параметри отвору;

# НУБІП України

$t$  - розмір лиски;  
 $k$  - частота коливань;  
 $G$  - жорсткість пружини;  
 $T$  - період коливань стрілки, кінетична енергія системи;

# НУБІП України

$M_{kp}$  - крутний момент, прикладений до голки;  
 $\omega$  - кутова швидкість обертання голки;  
 $C_1, C_2$  - жорсткість пружин.