



УДК 621.43.038

DOI: 10.37128/2520-6168-2021-2-8

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ТА ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ ЇЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Анісімов Віктор Федорович, д.т.н., професор
Єленич Анатолій Павлович, асистент
Вінницький національний аграрний університет

Victor Anisimov, Doktor of Technical Sciences, Full Professor
Anatoliy Yelenych, assistant
Vinnytsia National Agrarian University

Паливна апаратура в значній мірі визначає довговічність дизельного двигуна. Це пов'язано з великим впливом процесу передачі палива на його робочий цикл. Експлуатаційні характеристики, економічність та легкість пуску двигуна визначається станом системи живлення двигуна, яка у дизеля вибаглива до обслуговування та потребує ретельного регулювання. Процес впорскування палива в дизелі в значній мірі залежить від конструктивних параметрів паливної апаратури. Під впливом зовнішніх та внутрішніх факторів вони змінюються. Велике значення для експлуатації дизельних двигунів мають обґрунтовані нормативні терміни і об'єми ремонтів паливної апаратури. Ці питання можуть бути оптимально вирішені лише на основі статистичних і експериментальних даних про характер і темпи збільшення, залежно від тривалості умов експлуатації, переважаючих видів зносу робочих поверхонь деталей паливної системи.

Термін експлуатації паливної апаратури визначається надійністю і довговічністю прецизійних пар: плунжерних, нагнітальних клапанів і розпилювачів форсунок. Експлуатаційні дефекти прецизійних деталей змінюють на 12-17% такі параметри процесу впорскування, як циклова подача, кут випередження запалювання, тривалість впорскування, максимальний тиск циклів, можуть погіршити потужнісні і економічні показники роботи дизельного двигуна. Тому проблема підвищення надійності і довговічності роботи прецизійних пар є актуальною, дослідженню якої в даний час приділяють велику увагу.

Особливо з прецизійних пар заслуговують на увагу нагнітальні клапани. Відновлення їх після експлуатації не вимагає дорогого устаткування й енерговитрат, але від роботи яких у великій степені залежать параметри дизелів. Покращення характеристик впорскування паливної апаратури, що відслужила термін експлуатації зі зміною параметрів нагнітального клапана в умовах ремонтно-експлуатаційних майстерень, цілком доступно.

Ключові слова: паливна апаратура, нагнітальний клапан, впорскування, паливопровід, прецизійні пари, розпилювач.

Рис. 11. Літ. 12

1. Постановка проблеми

В останні роки стала особливо актуальна проблема підвищення економічності, надійності і довговічності машин.

В підтриманні необхідних характеристик дизельних двигунів вирішальна роль відводиться паливній апаратурі. На протязі всього періоду розвитку дизелів дуже багато зроблено по удосконаленню конструкції паливних насосів. Однак деякі питання ще до даного часу слабо вивчені. Одне із них – збільшення терміну використання паливної апаратури нової і тієї що була в експлуатації, шляхом зміни деяких параметрів прецизійних пар, з метою відновлення характеристик впорскування [1, 2].

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

В працях [1, 2, 3, 4, 5, 6] та інших приділяється велика увага вивченню та удосконаленню серійної паливної апаратури. Виготовлена заводами дизельна паливна апаратура по ряду функцій ще не в повній мірі задовольняє потреби по надійності, довговічності і стабільності регулювальних параметрів і відстає від тривалості експлуатації по моторесурсу дизелів.



На основі вищевказаного слід відмітити, що покращення впливу конструктивних параметрів прецизійних пар на тривалість експлуатації паливної апаратури та дослідження можливості збільшення її надійності і довговічності за рахунок зміни деяких параметрів прецизійних пар являють теоретичний та практичний інтерес.

3. Мета дослідження

Дослідити конструктивні особливості нагнітальних клапанів для вибору найбільш простішого, а як наслідок, найбільш надійного у роботі нагнітального клапана, зміна параметрів якого покращить процес паливоподачі, збільшить строк експлуатації паливної апаратури, і не ускладнить його конструкції.

4. Виклад основного матеріалу

Основними умовами забезпечення тривалої експлуатації нагнітальних клапанів є їхнє якісне виготовлення і поліпшення фільтрації палива.

На рис. 1 зображений графік залежності зносу нагнітального клапана по розвантажувальному пояску від тривалості експлуатації дизеля Д - 245. З графіка видно, що спрацювання розвантажувального пояска досягає 10-15 мкм при роботі його протягом лише 3000 годин.

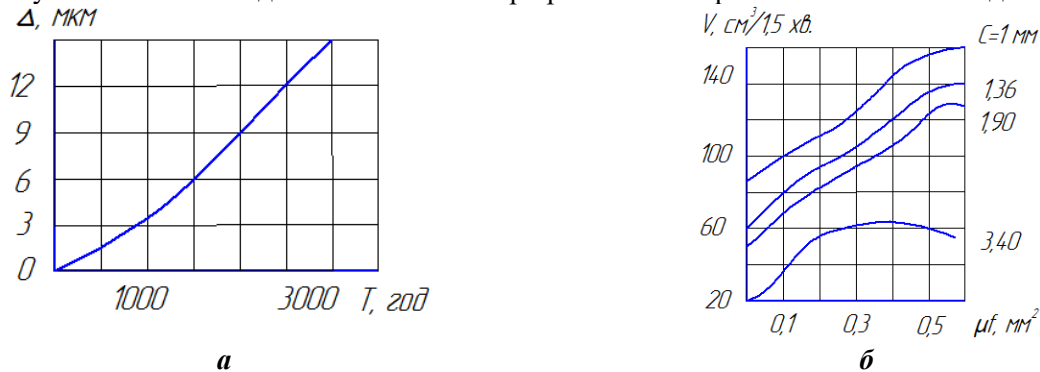


Рис. 1. Залежності зносу нагнітального клапана від тривалості експлуатації (а) і продуктивності та ефективного перетину розпилювальних отворів і висоти розташування розвантажувального пояска (б)

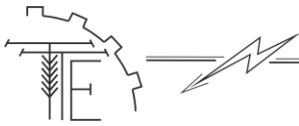
Нагнітальні клапани зі збільшеним ходом розвантаження ліквідують підвпорскування, але при цьому циклова продуктивність насоса зменшується, крім того, при роботі двигуна на малих обертах і навантаженнях така конструкція клапанів знижує тиск впорскування. Як видно з рис. 1 б, чим більший хід розвантаження клапана, тим меншу продуктивність має форсунка при тому самому ефективному прохідному перетині розпилювальних отворів.

Застосування нагнітального клапана з каліброваним отвором при малих дозах палива дозволяє усувати пропуски подачі, нерівномірність по циклах і ліквідувати підвприск на номінальній подачі. Аналіз різних методів удосконалення нагнітальних клапанів показує, що шляхом зміни деяких його параметрів, наприклад, ходу розвантаження, введення дросельного отвору й ін., можна поліпшити роботу паливної апаратури і продовжити термін її експлуатації.

Удосконалення конструкції нагнітального клапана з метою продовження терміну експлуатації паливної апаратури є менш трудомістким у порівнянні з удосконаленням плунжерних пар і розпилювачів форсунок. У той же час вплив параметрів нагнітального клапана на тривалість експлуатації плунжерних пар і розпилювачів зі збереженням характеристик у період тривалої експлуатації дозволяє більш надійно і відносно дешевше вирішити поставлену задачу. Тому нагнітальний клапан зі зміненими параметрами, що дозволяє одночасно коректувати швидкісну характеристику, ліквідувати підвприски і збільшити (чи не змінювати) при цьому продуктивність паливного насоса, становить практичний інтерес.

Нагнітальний клапан призначений для того, щоб не допустити перетікання палива з трубопроводу високого тиску, який з'єднує штуцер паливного насоса високого тиску з форсункою, при зворотному ході плунжера.

Огляд існуючих конструкцій нагнітальних клапанів паливних насосів дозволяє класифікувати їх таким чином:



1. Нагнітальні клапани затопленого типу.

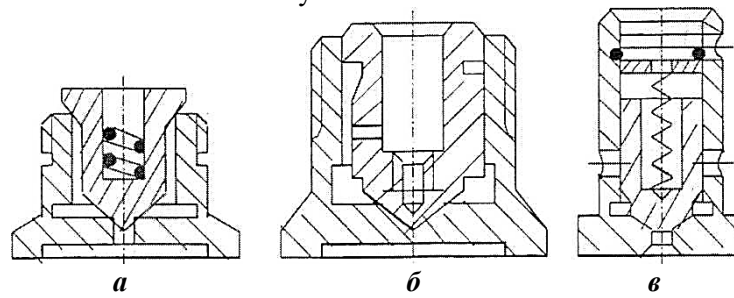


Рис. 2. Клапани з корпусним ущільненням:

a – без отвору в тілі клапана; *б* – з отвором в тілі клапана; *в* – з дросельною шайбою.

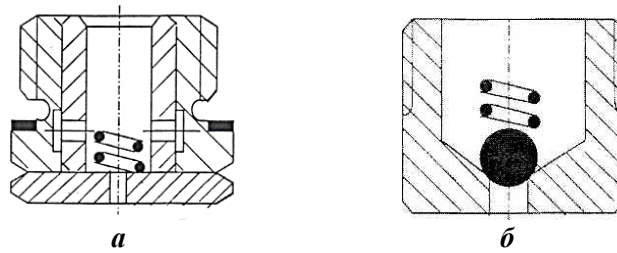


Рис. 3. *a* – клапан з ущільненням по площині; *б* – кульковий клапан.

2. Нагнітальні клапани грибового типу.

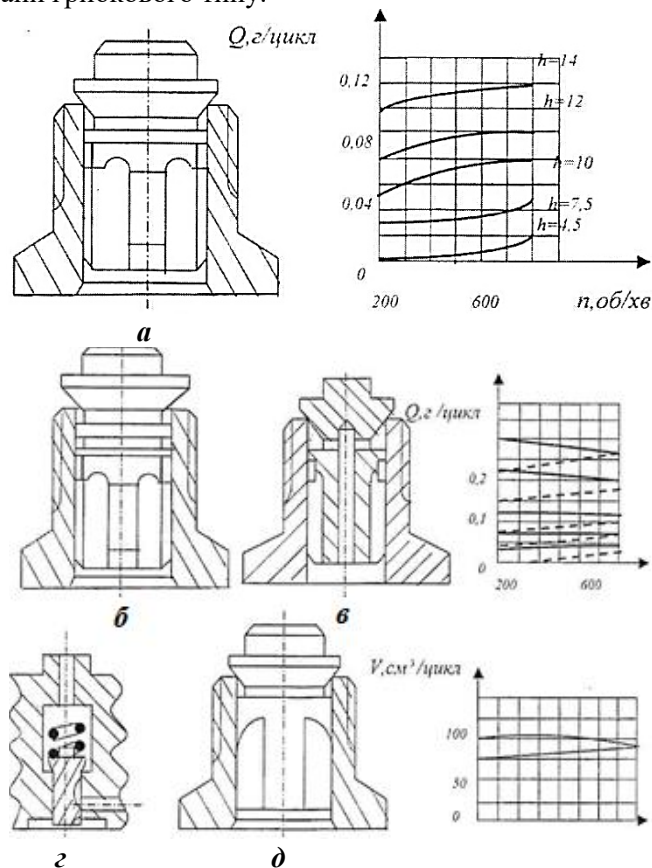
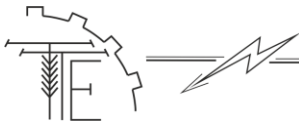


Рис. 4. Нагнітальні клапани грибового типу:

a – осі отворів з одним розвантажувальним пояском; *б* – без отворів з двома розвантажувальними поясками; *в* – з отвором з одним розвантажувальним пояском; *г* – без розвантажувального пояска; *д* – з корегувальними перами.



3 Нагнітальні клапани подвійної дії.

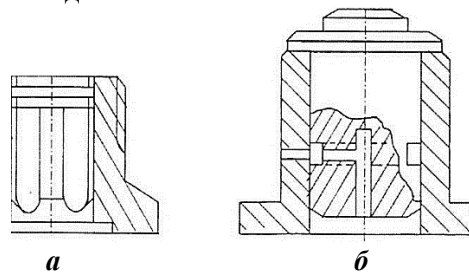


Рис. 5. Клапани з ущільненням по площині: а – без отворів; б – з отворами

4 Спеціальні нагнітальні клапани.

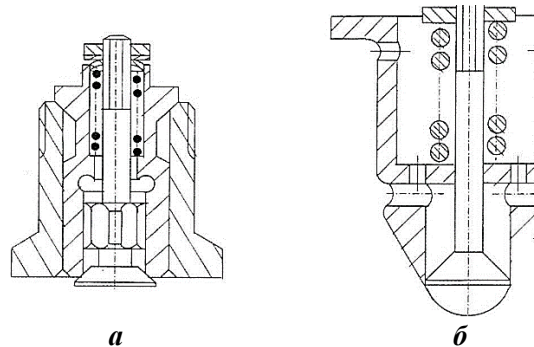


Рис. 6. Клапани подвійної дії: а – без отвору в тілі клапана; б – з отвором в тілі клапана

Нагнітальні клапани затопленого типу з конусним ущільненням із-за відсутності розвантажувального пояса не забезпечують необхідного розвантаження паливопроводу і стабільної подачі палива, тому великого застосування не знайшли.

Для усунення вказаних недоліків розроблена конструкція нагнітального клапана з отвором в тілі. Особливість такого конструктивного рішення міститься у тому, що при підніманні клапана паливо проходить крізь зазор між посадочним конусом сідла і запірним конусом у внутрішню порожнину. Тільки після цього через отвори у тілі клапана паливо підходить в нагнітальний паливопровід. Наявність розвантажувального пояса дозволяє стабілізувати подачу палива. Більша кількість об'єму порожнини великого типу, тиску, рівного $14,4 \text{ см}^3$ чинить негативний вплив, є одним з недоліків цього клапана.

На паливних насосах автотракторних двигунів подекуди зустрічаються нагнітальні клапани затопленого типу і з додатковою шайбою, які мають дросельний отвір (рис.2 в). В зв'язку з дроселюванням палива крізь отвір у шайбі в період відсікання зменшується відбита хвиля, що сприяє ліквідуванню підвпорскувань.

У нагнітальному клапані для спрощення обробки сідло виконано у вигляді плоскої пластини (рис. 3). Посадка клапана на плоску пластину забезпечує в процесі експлуатації менш надійне ущільнення, чим по конусній поверхні.

Спрощену конструкцію нагнітального клапана затопленого типу пропонує фірма Ексцелло (США). Роль клапана тут відіграє кулька, навантажена зверху пружиною (рис 3б). Хоча конструкція клапана спрощується, але вона має суттєвий недолік у тому, що не робить розвантаження паливопроводу.

На цей час на паливних насосах автотракторних двигунів найбільш широко застосовуються нагнітальні клапани грибового типу, споряджені розвантажувальним пояском (рис. 4а). В кінці впорскування по мірі опускання нагнітального клапана у штуцері насоса звільняється об'єм, який називається розвантажувальним. В результаті звільнення об'єму у штуцері насоса тиск в - нагнітальному паливопроводі і форсунці різко зменшується, що сприяє більш швидкій посадці голки форсунки на сідло, і усуває можливість підвпорскування палива. До недоліків цього клапана потрібно віднести зменшення циклової подачі палива (рис. 4а) і збільшення нерівномірності подачі по окремим циліндрам двигуна на малих швидкісних режимах роботи.

Одним з ефективних шляхів корегування швидкісної характеристики з метою стабілізації процесу впорскування в зоні малих подач і кількості обертів є застосування нагнітального клапану-



коректора з дросельними отворами. На рис. 4б поданий клапан - коректор ЦНІДІ швидкісні характеристики паливної апаратури (штрихові криві для серійного клапану, суцільні для клапана - коректора). В процесі роботи висота піднімання такого клапана, а отже, і величина розвантажувального об'єму змінюється в залежності від швидкісного режиму. В зв'язку з цим більшому числу обертів паливного насосу відповідає більше піднімання нагнітального клапана і відносно більш різке збільшення циклової продуктивності в порівнянні з продуктивністю при меншому числі обертів. Застосування клапанів-коректорів ЦНІДІ доцільно на будь-якому двигуні. Проте, найбільший ефект такі клапани дають двигунам транспортного типу, так як, одночасно з збільшенням діапазону стабільних циклових подач вони суттєво поліпшують швидкісні характеристики паливних насосів.

У Франції було запропоновано клапан з двома розвантажувальними поясками (рис. 4в). Верхній пояс - ущільнений з малим діаметральним зазором, нижній має більший зазор, який забезпечує пропуск достатньої кількості палива на малих обертах при відкритті клапана.

Вибираючи визначене співвідношення між діаметром і висотою нижнього пояса, можна отримати бажаний закон прогресивної зміни зворотного перепуску палива як функцію числа обертів насоса. Суттєвим недоліком такого клапана є наявність двох розвантажувальних поясів з різними зазорами, які ускладнюють технологію його виготовлення.

У Польщі було запропоновано всережимний клапан-коректор (рис. 4г). При підніманні клапана паливо по поздовжньому пазу крізь штуцер підводиться до форсунки. В цей час, коли нижня кромка паза входить у втулку клапана, подача палива у форсунку припиняється. При збільшенні числа обертів збільшується швидкість піднімання клапана, що викликає зменшення подачі палива до форсунки. Всережимність регулювання забезпечується зміною прохідного перерізу поздовжнього паза на клапані за допомогою стержня. Конструкція нагнітального клапана фірми Г-БОШ (ФРГ), зображена на рис. 4д, забезпечує збільшення циклової подачі при зменшенні числа обертів двигуна. Клапан має по направляючій частині пази перерізу, який зменшується, наявність яких викликає дроселювання палива при його перетіканні з надплинжерної порожнини у трубопровід. Недоліком подібного методу корегування є запізнення впорскування на великих швидкісних режимах із-за великого розвантаження нагнітального трубопровода. Це може привести до погіршення індикаторного коефіцієнта корисної дії (зниження потужності двигуна).

На паливний насос дизеля КДМ ставиться нагнітальний клапан, зображений на рис. 5а. В цій конструкції ущільнення виконано по горизонтальній площині.

Зменшення жорсткості роботи швидкохідного дизеля з безпосереднім впорскуванням можливо досягти застосуванням клапана, який дозволяє одержувати ступінчастість. Із-за деякої не ідентичності роботи окремих елементів паливної системи, цей нагнітальний клапан буде підніматись на різну висоту, що призведе до нерівномірного розподілу палива між попереднім і основним впорскуванням за циклами. Оце і є його недоліком.

Із аналізу конструкцій нагнітальних клапанів видно, що

1. Нагнітальні клапани затопленого типу (група 1, рис. 2) без розвантажувального пояса в процесі експлуатації насоса не забезпечують необхідного розвантаження паливопроводу і стабільності подачі палива, клапани з отворами або з допоміжною шайбою стабілізують подачу палива, але велика величина об'єму порожнини високого тиску негативно впливає на процес впорскування, тому такі клапани на паливних насосах автотракторних дизелів не знайшли широкого застосування.

2. Нагнітальні клапани подвійної дії (група 3, рис. 5) усувають циклову нерівномірність і впорскування палива, але збільшують порцію палива, яке поступає за період індукції в циліндр двигуна. Це сприяє збільшенню жорсткості роботи дизеля, а також як паливні системи тракторних дизелів з шрифтовими форсунками підвпорскування не мають, збільшення жорсткості роботи дизеля не бажано - застосувати такі клапани не доцільно.

3. Спеціальні нагнітальні клапани (група 4, рис. 6) зменшують коливання тиску у трубопроводі, але складна система рухомих частин зменшує їх надійність і довговічність.

4. Нагнітальний клапан грибового типу (група 2, рис. 4) є найбільш надійним, відносно простим по конструкції, який забезпечує необхідне розвантаження паливопроводу, але при такому клапані спостерігається зменшення циклової подачі палива, збільшення нерівномірності подачі, зменшення числа обертів вала насоса. Клапани з дросельними отворами усувають вказані недоліки, але, одночасно, зменшують продуктивність насоса.

Таким чином, проведений аналіз конструкцій нагнітальних клапанів дає можливість зробити вибір найбільш простішого, а як наслідок, найбільш надійного у роботі нагнітального клапана, зміна

параметрів якого з метою покращення процесу паливоподачі збільшить строк експлуатації паливної апаратури, і не ускладнить його конструкції.

Аналіз різних методів удосконалення нагнітальних клапанів показує, що шляхом зміни деяких параметрів наприклад, ходу розвантаження, введення дросельного отвору й ін., можна відновити характеристики паливної апаратури і продовжити термін її експлуатації. Наприклад, збільшений хід розвантаження клапана, що визначається висотою розташування розвантажувального пояска підвищує в перший момент, а потім зменшує кількість палива, поданого на 1⁰ повороту валу насоса і збільшує тривалість впорскування (рис. 7а, крива 2) у порівнянні із серійним клапаном (крива 1). Величина підйому нагнітального клапана до деякої міри залежить від величини зазору по пояску, що розвантажує, а збільшення зазору (рис. 7б, крива 2) приводить до зменшення швидкості закінчення впорскування з одночасним збільшенням його тривалості.

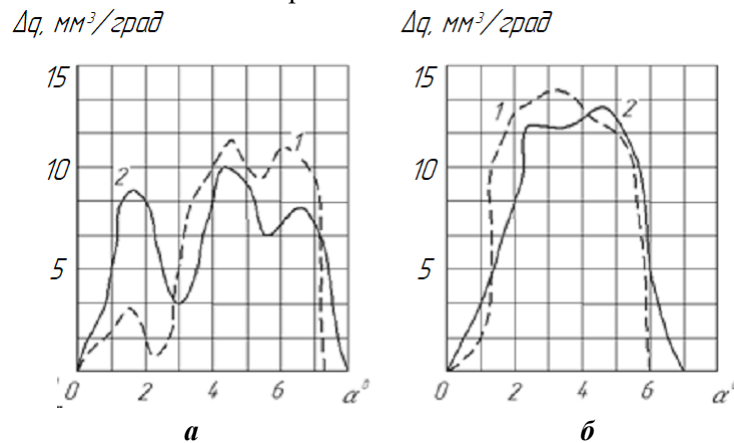


Рис. 7. Вплив параметрів нагнітального клапана на закон паливоподачі:

а) 1 – клапан серійний, 2 – клапан зі збільшеним ходом навантаження; б) 1 – клапан серійний, 2 – клапан зі збільшеним зазором по пояску, що розвантажує.

Характеристики подачі палива (передній і задній фронти) залежать і від твердості пружини клапана. Як видно з рис. 7 при зменшенні твердості пружини (крива 2) зростає тривалість впорскування за рахунок

Характеристики подачі палива з нагнітальними клапанами різної конструкції, випробуваних на насосах дизеля Д - 245 приведені на рис. 8а. Крива 1 отримана для паливної системи з нагнітальним клапаном подвійної дії, а крива 2 - для системи, що має клапани з пояском, що відсмоктує. Ці криві практично ідентичні. У порівнянні з характеристикою подачі, отриманої для серійної паливної апаратури, характеристики 1 і 2 мають на початку період більш крутий передній фронт. Протягом першої фази впорскування подається більше палива, чим серійною апаратурою. Фаза розвантаження для цих двох систем скоротилася, а тривалість впорскування зменшилася. Характеристики паливоподачі насоса двигуна СМД-61 (рис. 8б) із серійним клапаном (крива 1) і з клапаном подвійної дії (крива 2) показують, що для розглянутих варіантів передні фронти на початку фази подачі практично ідентичні. Надалі на кривій 2 спостерігається провал тобто різке зниження продуктивності системи, довпорскування при цьому не спостерігається. Нагнітальний клапан спеціальної конструкції, запропонований І. В. Астаховим, дозволяє одержувати східчасту характеристику впорскування (рис. 8в, крива 2) - крива 1 відповідає характеристиці при серійному клапані насоса типу ТН.

Таким чином, що відповідає підбором конструктивних параметрів нагнітального клапана можна одержати оптимальний закон подачі палива, що впливає на процес горіння в циліндрі дизеля. Поряд з потужністю і витратою палива, що є основними показниками роботи дизеля, важливе значення мають показники, що істотно впливають на довговічність останнього. До них відносяться: середня швидкість наростання тиску процесу згоряння, максимальний тиск згоряння і температура газів у циліндрі дизеля

Однією з причин підвищених динамічних навантажень на деталі шатунно-поршневої групи, їх передчасне спрацювання у процесі експлуатації є «тверда» робота дизеля. «Твердість» роботи дизеля можна знизити забезпеченням такого закону подачі, при якому в циліндр дизеля за період затримки samozapalювання впорскується мінімальна кількість палива (східчаста характеристика впорскування зображена на рис. 8в). Попередня порція палива, пройшовши стадію фізико-хімічної підготовки,

спалахує, забезпечуючи підвищення тиску і температури стиснутого в циліндрі повітря. Обумовлюючи наявність у циліндрі вогнищ горіння в момент основного впорскування палива, попереднє впорскування дозволяє значно скоротити час його підготовки до запалення.

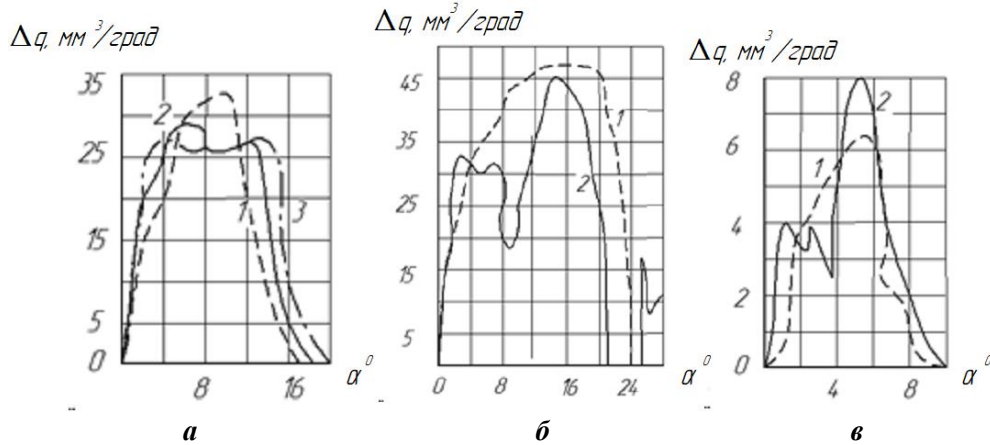


Рис. 8. Характеристики подачі палива з нагнітальними клапанами різної конструкції:

а) для трактора Беларус – 1025, двигун Д-245: 1 – клапан подвійної дії, 2 – клапан з відсмоктувальним пояском, 3 – клапан серійний; б) для трактора ХТЗ-150Д-03, СМД-61: 1 – клапан серійний, 2 – клапан подвійної дії; в) для трактора ЮМЗ-8040.2М, двигун Д-243-436: 1 – клапан серійний, 2 – клапан спеціальний.

Одним з факторів, що впливає на якість утворення робочої суміші в нерозділених і напіврозділених камерах згоряння, є тонкість розпилювання палива. Більш того, якість розпилювання досягається при збільшенні швидкості впорскування палива (у результаті чого зростає число зон, де забезпечуються оптимальні умови для виникнення вогнищ запалення) і скороченні загальної тривалості впорскування. Усі ці фактори сприяють тому, що в момент запалення до згоряння виявляється підготовлена майже вся доза впорснутого палива, у зв'язку з чим збільшується максимальне явище згоряння і швидкість його наростання. З рис. 9 видно, що збільшенням швидкості впорскування можна знизити питому витрату палива до мінімуму, але в той же час підвищується максимальний тиск згоряння і збільшується «твердість» роботи дизеля ($\frac{dp}{dx}$)

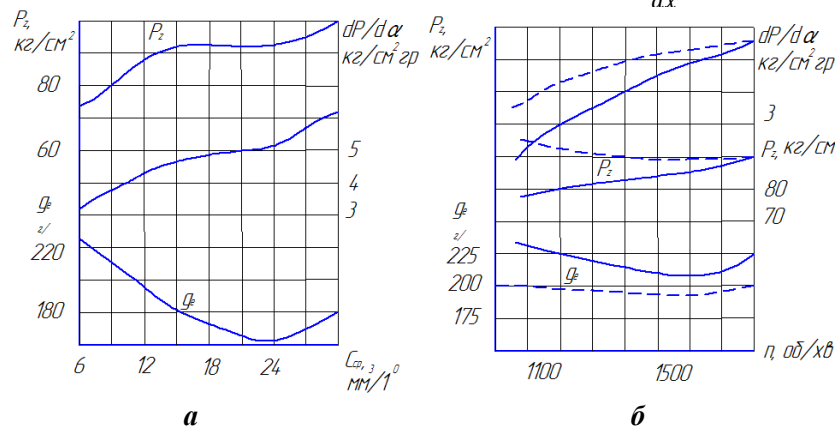


Рис. 9. Залежність динаміки згоряння від середньої швидкості паливopодачі (а) і основні показники дизеля Д-245 (б). Суцільні лінії - серійна паливна апаратура, штрихові - модернізована паливна апаратура

Сукупність термодинамічних процесів, які протікають у циліндрі двигуна, визначають характер індикаторної діаграми і швидкість тепловиділення. Характеристика подачі палива дуже впливає на закон тепловиділення. На рис.10 зображено характеристики подачі палива $[Q = f(G)]$ і виділення тепла $[X = f(\varphi)]$ чотиритактного дизеля MAN середньої потужності при $n = 500$ об/хв - (а) і тихохідного двотактного дизеля MAN при $n = 130$ об/хв - (б). На характеристиках, видно недостатньо різке відсічення. У результаті чого, утворення хвиль тиску в нагнітальному трубопроводі в момент закінчення подачі викликає підвприск палива, що негативно впливає на процес виділення тепла,

зменшує коефіцієнт корисної дії двигуна. При нормальному процесі згоряння характеристика виділення тепла може бути схематично представлена трикутником (рис. 10).

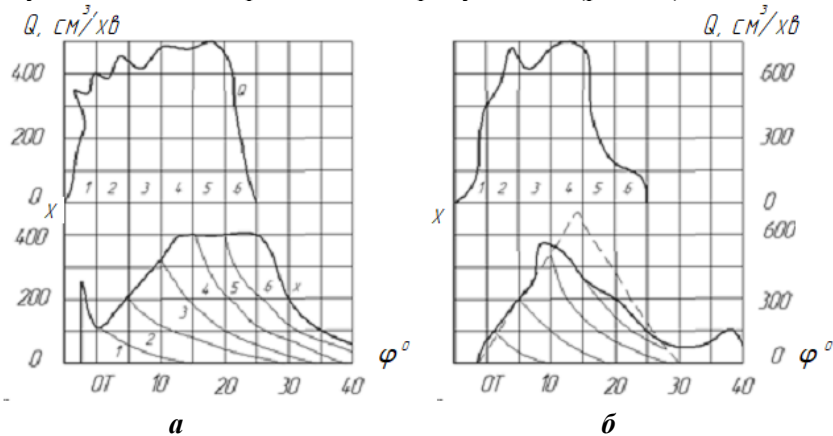


Рис. 10. Характеристики подачі палива і виділення тепла чотирьохтактного (а) і двохтактного (б) дизеля MAN

Таким чином, важливими ділянками характеристики тепловиділення є початкова і завершальна стадії виділення тепла. Паливна економічність дизеля підвищується при інтенсифікації процесу згоряння. У цьому випадку крива тепловиділення в початковій стадії буде підніматися більш круто, а у завершальній - мати різке закінчення. Шляхом підбора оптимального закону подачі палива, для кожного окремого випадку, можна одержати оптимальний закон тепловиділення, що буде сприяти підвищенню ККД.

У зв'язку з тим, що конструкція нагнітального клапана впливає на закон подачі палива, отже, клапан повинний впливати і на основні показники дизеля. Для виявлення впливу параметрів нагнітального клапана на основні показники дизеля необхідно, у першу чергу, порівняти результати, отримані при дослідженні робочого процесу двигуна без нагнітального клапана і з нагнітальним клапаном.

Так, наприклад, дослідження, проведені на дизелі Д-245 [1], показали, що при відсутності нагнітального клапана економічні показники робочого процесу у дизелі погіршуються. Потужність помітно зменшується (до 12,5 к. с. замість 20 к. с.). Провівши порівняльні іспити роботи дизеля із серійною паливною апаратурою і паливною апаратурою з нагнітальними клапанами подвійної дії, показали, що застосування такого клапана дає на номінальному і близьких до нього режимах зниження питомої витрати палива в межах 2-3%, а на режимах малих навантажень забезпечує усталену роботу дизеля (рис. 11 а). Причиною поліпшення робочого процесу дизеля є ліквідація підвприсків, що мають місце при серійних клапанах.

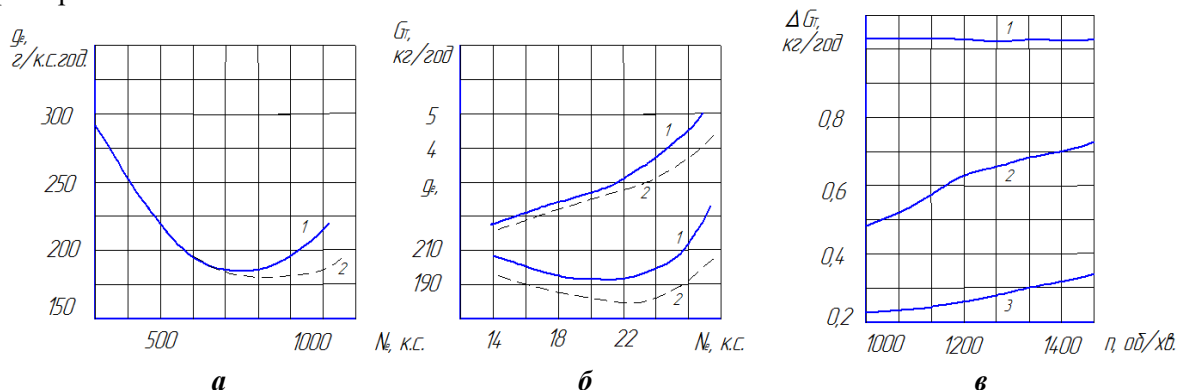
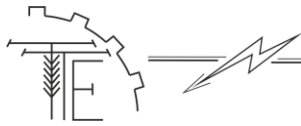


Рис. 11. Характеристики дизелів з нагнітальними клапанами різної конструкції:

а – навантажувальна дизеля Д-245; б – навантажувальна дизеля СМД-61; в – залежність відмінності годинної витрати палива від кількості обертів при різних ходах розвантажувального клапана (1- $h=1,35$; 2- $h=1,6$; 3- $h=2,7$) суцільні лінії - клапан серійний, пунктирні - клапан з отвором в сидлі.



5. Висновки

Дослідження, проведені на дизелі СМД-61, показали, найбільш ефективними і прийнятними заходами з метою усунення підвприсків системі паливоподачі з насосом розподільного типу НД-21/2 являється застосування нагнітального клапана з розвантажувальним отвором. З характеристик (рис. 11) видно, що ліквідація підвприсків палива при застосуванні вищевказаного нагнітального клапана поліпшує економічні показники дизеля СМД-61 приблизно на 3% на номінальному режимі роботи.

Збільшення швидкості посадки голки форсунки може бути досягнуте за рахунок збільшення ходу і швидкості розвантаження нагнітального клапана. Як видно з (рис. 11б), застосування клапана зі збільшеним ходом розвантаження дозволяє зменшувати годинну витрату палива.

Стабілізація процесу впорскування і корекція швидкісних характеристик можливі за рахунок застосування клапана-коректора зі спеціальними отворами, що входять під ущільнювальний конус. Швидкісні характеристики насоса з даним клапаном поліпшуються, зникає циклова нерівномірність. В області великих навантажень при зменшенні числа оборотів має місце збільшення циклової подачі, що сприятливо позначається на рості моменту дизеля, що крутить, на знижених обертах. Испитами на дизелі СМД-61 встановлено, що границя усталеної роботи дизеля при серійному клапані відповідає $n = 500$ об/хв., а при клапані-коректорі – $n = 300$ об/хв.

Таким чином, нагнітальний клапан відноситься до числа основних елементів паливної системи, у значній мірі, визначає економічні і потужнісні показники дизеля.

Список використаних джерел

1. Анисимов В. Ф., Яковенко А. Многофакторная связь параметров в малых отклонениях, характеризующая техническое состояние дизельной топливной аппаратуры. *Polska akademia nauk oddzial wlublinie*, 2001. Vol. 1. С. 51–58.
2. Анисимов В. Ф., Яцковський В. І. Удосконалення віброакустичного методу діагностування паливної апаратури дизельних двигунів. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2006. № 4(14). С. 11–14.
3. Анисимов В. Ф., Середа Л. П., Рябошапка В. Б., П'ясецький А. А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2008. № 2(20). С. 101–106.
4. Анисимов В. Ф., Яцковський В. І., Рябошапка В. Б., П'ясецький А. А. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2011. № 2(62). С. 114–119.
5. Анисимов В. Ф., Музичук В. И., Слободян Н. М. Математическая модель впрыска топлива в малых отклонениях для определения остаточного ресурса дизельной топливной аппаратуры. *Технічні науки*, 2015. № 1(89). С. 68–75.
6. Анисимов В. Ф., Музичук В. И., Паламарчук И.П., Ковалева И. М. Влияние технического состояния прецизионных пар на эффективные показатели дизеля. *Технічні науки*, 2015. № 1(89). С. 6–15.
7. Анисимов В. Ф., Гулько И. В., Борисюк Д. В. Определение качества распыления топлива дизельными форсунками. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2015. № 2(48). С. 17–22.
8. Viktor Anisimov, Vadym Ryaboshapka, Semions Ivanovs. Calculation of the Performange indicators of machine and traktor aggregates using biofutk. *Poznan*, 2016. Vol. (3). С. 16–20.
9. Анисимов В.Ф., Музичук В.И., Рябошапка В.Б., Ковальчук А.С. Исследование влияния топливного насоса с пружинным приводом плунжера на качество распыливания и процесса горения биотоплива в дизеле. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2016. № 3(53). С. 59–65.
10. Viktor Anisimov, Vadym Ryaboshapka. Modeling of machine-traktor units workelow on the of biofuels. *Научные известия*, 2016. Bulgaria. С. 74–76.
11. Бурлака С. А., Явдик В. В., Єленіч А. П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлювальних ресурсів на роботу дизельного двигуна. *Вісник Хмельницького національного університету*, 2019. №2 (271). С. 212–220.
12. Анисимов В. Ф., Рябошапка В. Б., Єленіч А. П. Модернізація конструкції системи сумішоутворення і паливоподачі тракторних дизелів для роботи на біопаливі. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2020. № 4(111). С. 135–147.

References

- [1] Anisimov, V. F., Yakovenko, A. (2001). Multifactorial connection of parameters in small deviations, characterizing the technical condition of diesel fuel equipment. *Polska akademia nauk oddzial wlublinie*, 1, 51–58. [in Russian].



- [2] Anisimov, V. F., Yatskovsky, V. I. (2006). Adequate vibroacoustic method for diagnostics of the fire apparatus of diesel engines. *Promislova Gidravlika i Pneumatics*, 4 (14), 11–14. [in Russian].
- [3] Anisimov, V. F., Sereda, L. P., Ryaboshapka, V. B., Pyasetsky, A. A. (2008). Investigation of the influence of the feed advance angle on the performance of the diesel engine when converting it to biodiesel. *Industrial Hydraulics and Pneumatics*, 2 (20), 101–106. [in Ukrainian].
- [4] Anisimov, V. F., Yatskovsky, V. I., Ryaboshapka, V. B., Pyasetsky, A. A. (2011). Reducing the impact of physicochemical and biological characteristics of biofuels on the quality of the engine. *Vibrations in engineering and technology*, 2 (62), 114–119. [in Ukrainian].
- [5] Anisimov, V. F., Muzichuk, V. I., Slobodyan, N. M. (2015). Mathematical model of fuel injection in small deviations for determining the residual life of diesel fuel equipment. *Tekhnichni nauki*, 1 (89), 68–75. [in Russian].
- [6] Anisimov, V. F., Muzichuk, V. I., Palamarchuk, I. P., Kovaleva, I. M. (2015). Influence of the technical state of precision pairs on the effective performance of a diesel engine. *Tekhnichni nauki*, 1 (89), 6–15. [in Russian].
- [7] Anisimov, V. F., Gunko, I. V., Borisyuk, D. V. (2015). Determination of the quality of fuel atomization with diesel nozzles. *Promislova Hydraulika i Pneumatics*, 2(48), 17–22. [in Russian].
- [8] Viktor Anisimov, Vadym Ryaboshapka, Semions Ivanovs (2016). Calculation of the Performange indicators of machine and traktor aggregates using biofutk. *Poznan*, (3). 16–20. [in English].
- [9] Anisimov, V. F., Muzichuk, V. I., Ryaboshapka, V. B., Kovalchuk, A. S. (2016). Investigation of the influence of a spring-driven plunger fuel pump on the quality of atomization and the combustion process of biofuel in a diesel engine. *Promislova Hydraulika and Pneumatics*, 3 (53), 59–65. [in Russian].
- [10] Viktor Anisimov, Vadym Ryaboshapka (2016). Modeling of machine-traktor units workelow on the of biofuels. *Scientific news, Bulgaria*, 74–76. [in English].
- [11] Burlaka, S.A., Yavdyk, V.V., Yelenych, A.P. (2019). Research methods and methods for assessing the impact of fuels from renewable resources on the diesel engine. *Bulletin of Khmelnytsky National University*, №2 (271). 212–220. [in Ukrainian].
- [12] Anisimov, V.F., Ryaboshapka, V.B., Yelenych, A.P. (2020). Modernization of the design of the system of mixture formation and fuel supply of tractor diesels for biofuel. *Engineering, energy, transport of agro-industrial complex*, 4(111). 135–147. [in Ukrainian].

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Топливная аппаратура в значительной степени определяет долговечность дизельного двигателя. Это связано с большим влиянием процесса передачи топлива на его рабочий цикл. Эксплуатационные характеристики, экономичность и легкость пуска двигателя определяется состоянием системы питания двигателя, которая у дизеля требовательна к обслуживанию и требует тщательного регулирования. Процесс впрыска топлива в дизеле в значительной степени зависит от конструктивных параметров топливной аппаратуры. Под влиянием внешних и внутренних факторов они меняются. Большое значение для эксплуатации дизельных двигателей имеют обоснованные нормативные сроки и объемы ремонтов топливной аппаратуры. Эти вопросы могут быть оптимально решены только на основе статистических и экспериментальных данных о характере и темпы роста, в зависимости от продолжительности условий эксплуатации, превосходящих видов износа рабочих поверхностей деталей топливной системы.

Срок эксплуатации топливной аппаратуры определяется надежностью и долговечностью прецизионных пар: плунжерных, нагнетательных клапанов и распылителей форсунок. Эксплуатационные дефекты прецизионных деталей изменяют на 12-17% такие параметры процесса впрыска, как цикловая подача, угол опережения зажигания, длительность впрыска, максимальное давление циклов, могут ухудшить мощностные и экономические показатели работы дизельного двигателя. Поэтому проблема повышения надежности и долговечности работы прецизионных пар актуальна, исследованию которой в настоящее время уделяют большое внимание.

Особенно из прецизионных пар заслуживают на внимания нагнетательные клапаны. Восстановление их после эксплуатации не требует дорогостоящего оборудования и энергозатрат, но от работы которых в большой степени зависят параметры дизелей. Улучшение характеристик впрыска топливной аппаратуры, отслужившей срок эксплуатации с изменением параметров нагнетательного клапана в условиях ремонтно-эксплуатационных мастерских, вполне доступно.



Ключевые слова: топливная аппаратура, нагнетательный клапан, впрыск, топливопровод, прецизионные пары, распылитель.

Рис. 11. Лум. 12

FEATURES OF FUEL EQUIPMENT DESIGN AND EXTENSION OF ITS LIFE

The fuel system largely determines the longevity of a diesel engine. This is due to the great influence of the fuel transfer process on its operating cycle. The operational characteristics, efficiency and ease of starting the engine are determined by the state of the engine power system, which is demanding for a diesel engine and requires careful regulation. The fuel injection process in a diesel engine largely depends on the design parameters of the fuel equipment. They change under the influence of external and internal factors. Reasonable standard terms and volumes of fuel equipment repairs are of great importance for the operation of diesel engines. These issues can be optimally solved only on the basis of statistical and experimental data on the nature and rate of growth, depending on the duration of operating conditions, superior types of wear on the working surfaces of the fuel system parts.

The service life of fuel equipment is determined by the reliability and durability of precision pairs: plunger, pressure valves and injector nozzles. Operational defects of precision parts change by 12-17% such parameters of the injection process as cyclic feed, ignition timing, injection duration, maximum cycle pressure, can worsen the power and economic performance of a diesel engine. Therefore, the problem of improving the reliability and durability of precision pairs is relevant, the study of which is currently receiving much attention.

Especially from precision pairs, pressure valves deserve attention. Their restoration after operation does not require expensive equipment and energy consumption, but the parameters of diesel engines depend to a large extent on their operation. Improving the injection characteristics of fuel equipment that has served its service life with a change in the parameters of the injection valve in the conditions of repair and maintenance workshops is quite affordable.

Key words: fuel equipment, discharge valve, injection, fuel line. precision pairs, spray.

Fig. 11. Ref. 12.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Анісімов Віктор Федорович – доктор технічних наук, професор кафедри «Агроінженерії та технічного сервісу» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3349-1630>).

Єленич Анатолій Павлович – асистент кафедри «Агроінженерії та технічного сервісу» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: a.elenech@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7424-1822>).

Анисимов Виктор Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры «Агроинженерии и технического сервиса» Винницкий национальный аграрный университет (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3349-1630>).

Еленич Анатолий Павлович – ассистент кафедры «Агроинженерии и технического сервиса» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, email: a.elenech@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7424-1822>).

Victor Anisimov – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of “Agroengineering and Technical Service” of the Vinnitsa National Agrarian University (3 Solnechnaya St, Vinnitsa, 21008, Ukraine, e-mail: anisimov@vsau.vin.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3349-1630>).

Anatoliy Yelenych – assistant of the Department of “Agroengineering and Technical Service” of the Vinnitsa National Agrarian University (3 Solnechnaya St, Vinnitsa, 21008, Ukraine, e-mail: a.elenech@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7424-1822>).