

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Врублевський Олександр Миколайович



УДК 621.436-43.001.24

**НАУКОВІ ОСНОВИ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ АКУМУЛЯТОРНОЇ  
ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ  
ДЛЯ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ**

**05.05.03 – двигуни та енергетичні установки**

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків – 2011

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор  
**Абрамчук Федір Іванович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, м. Харків, завідувач кафедри двигунів  
внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Дяченко Василь Григорович**  
Національний технічний університет «Харківський  
політехнічний інститут», м. Харків,  
професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння

доктор технічних наук, професор  
**Головчук Андрій Федорович**,  
Уманський національний університет садівництва,  
м. Умань, ректор, завідувач кафедри тракторів,  
автомобілів та ремонту машин

доктор технічних наук, доцент  
**Варбанець Роман Анатолійович**,  
Одеський національний морський університет,  
м. Одеса, доцент кафедри суднових енергетичних  
установок і технічної експлуатації

Захист відбудеться «14» квітня 2011 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.13 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21, кафедра двигунів внутрішнього згоряння, ауд. 11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2011 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Осетров О.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми** Проблема поліпшення паливної економічності та екологічних показників вимагає впровадження нових рішень, спрямованих на удосконалення паливної апаратури (ПА) високообертового дизеля (ВОД). Організація ефективного сумішоутворення і згоряння в циліндрі дизеля з безпосереднім упорскуванням можлива у випадках: підвищення тиску упорскування до 100 МПа і вище із скороченням часу паливоподачі (ПП); забезпечення багатостадійного упорскування; зміни моменту початку ПП в залежності від режиму роботи дизеля; підтримки для кожного режиму роботи дизеля оптимального тиску упорскування палива.

Такі вимоги до організації сумішоутворення і згоряння може забезпечити акумуляторна система або насос-форсунка з електронною системою керування. Більш широкі можливості керування ПП мають акумуляторні паливні системи, в яких функції створення високого тиску і забезпечення заданої характеристики ПП розділені між елементами системи. Це дозволяє одержувати різні характеристики ПП, багатостадійне впорскування при регулюванні тиску в залежності від режиму роботи дизеля.

Розробка акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля потребує обґрунтованого вибору параметрів з врахуванням таких явищ, якими при розробці ПА безпосередньої дії раніше як правило нехтували. Мова йде про: деформації деталей; співударяння деталей; рух палива у малих зазорах і пов'язаний з ним ефект приєднаних мас; перетікання палива з порожнин високого тиску до порожнини низького тиску. Для цього необхідно поглибити теоретичну базу досліджень і прискорити впровадження перспективних розробок. Необхідно створити узагальнені математичні моделі процесу паливоподачі у ПА з електронним керуванням, що враховують вплив вказаних вище явищ на процес паливоподачі.

В Україні гостро стоїть проблема створення та дослідження електромагнітів і п'єзоактюаторів для виконуючих механізмів паливної системи. Такі прилади повинні забезпечувати переміщення 50 мкм і більше, розвивати силу більше 40 Н при швидкодії від 0,1 мс.

Велика кількість параметрів акумуляторної паливної системи, що визначають ефективність паливоподачі, та значна кількість критеріїв ефективності роботи паливної системи ставить проблему багатопараметричного багатокритеріального синтезу паливної апаратури.

У зв'язку з цим актуальною є тема дисертації, що спрямована на створення наукових основ вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля, які дозволяють розробляти та впроваджувати паливну апаратуру з гнучкою системою керування параметрів паливоподачі.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Напрямок дослідження відповідає Державній програмі розвитку виробництва вітчизняних

малолітражних дизельних двигунів та силових і енергетичних установок для агропромислового комплексу на 2006 – 2010 роки (затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 07.06.2006 р. № 798). Здобувач, як відповідальний виконавець, проводив дослідження за темою дисертації по держбюджетній темі МОН України «Теоретичні основи розробки паливних систем перспективних екологічно чистих автомобільних дизелів» (ДР№0107U001005). Частина досліджень виконувалась за прямими трудовими договорами здобувача з КП ХКБД (м. Харків), а також за договором про співробітництво між ХНАДУ та Інститутом твердого тіла Національного наукового центру «Харківський фізико-технічний інститут» НАН України (м. Харків).

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є розв’язання проблеми вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням впорскування для високообертового дизеля, що дозволяє розробляти та впроваджувати паливну апаратуру з гнучкою системою керування параметрів паливоподачі.

Для досягнення вказаної мети були поставлені та вирішені наступні задачі:

- створити методологію вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля;
- розробити математичну модель процесу паливоподачі акумуляторної паливної системи з електронним керуванням з урахуванням деформацій рухомих елементів форсунки, ефектів приєднання маси рідини до деталей, що рухаються, співударяння деталей, а також електродинамічних і електромагнітних ефектів в системі керування паливоподачею;
- запропонувати метод верифікації математичної моделі процесу паливоподачі, який дозволить врахувати похибки визначення експериментальних критеріїв адекватності, конструктивних і регулювальних параметрів паливної апаратури;
- визначити вплив конструктивних і регулювальних параметрів акумуляторної паливної апаратури на процес паливоподачі, результати дослідження використати для розробки рекомендацій щодо вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури для високообертового дизеля;
- доповнити критерії оцінки якості акумуляторної паливної апаратури для зниження витрат енергії та забезпечення її функціонування у заданому діапазоні зміни подачі та тиску палива;
- сформулювати вимоги до пристроїв, що забезпечують перетворення електричного сигналу у механічне переміщення, для використання у паливній апаратурі дизелів, запропонувати шляхи досягнення даних вимог за рахунок використання нових матеріалів;
- запропонувати методики експериментального дослідження акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням на безмоторних та моторних стендах;
- обґрунтувати вибір і провести оптимізацію параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля, видати рекомендації для створення дослідних зразків паливної апаратури;

– виконати експериментальне дослідження можливості гнучкого керування параметрами паливоподачі на кожному режимі роботи високообертового дизеля при використанні розробленої паливної апаратури.

*Об'єкт дослідження* – процеси в акумуляторній паливній апаратурі з електронним керуванням для високообертового дизеля.

*Предмет дослідження* – параметри акумуляторної паливної апаратури, які найбільше впливають на гідравличні хвильові явища і деформацію рухомих елементів форсунки, ефекти приєднання маси рідини до деталей та співударяння деталей, електродинамічні та електромагнітні ефекти в системі керування паливоподачею.

*Методи дослідження.* В основу дисертаційного дослідження положені фундаментальні аспекти теорії двигунів внутрішнього згоряння, теорії гідродинаміки, теорії магнетизму.

Метод характеристик використано для чисельного рішення телеграфного рівняння, що описує хвильові процеси в паливних каналах високого тиску. Метод Д'Аламбера – для аналітичного рішення хвильового рівняння, що описує поширення імпульсу тиску мультиплікатором, голкою і стійкою клапана форсунки. Чисельний метод Адамса – для рішення нелінійних алгебраїчних рівнянь, що описують процеси в порожнинах форсунки й насоса. Розрахунок магнітного ланцюга – за допомогою коефіцієнтів розсіювання. Метод дослідження простору параметрів – для верифікації математичних моделей та оптимізації елементів акумуляторної паливної апаратури. Використані сучасні методи експериментальних досліджень акумуляторної паливної апаратури на моторному і безмоторному стендах. Обробку експериментальних досліджень виконано за допомогою програм PowerGraph 3.3, Matlab 6, Statistica 6.

**Наукова новизна отриманих результатів.** У дисертації запропоновані підходи й рішення щодо вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням паливоподачею. При математичному моделюванні запропоновані методи, що відрізняються від раніше використаних узгодженим, сумісним розрахунком параметрів паливної апаратури із новими керуючими пристроями, що забезпечує гнучке керування паливоподачею у високообертовому дизелі.

Наукову новизну дисертації складають:

1. Запропонована методологія вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням, основу якої складає:

– математична модель процесу паливоподачі з використанням відомих методів моделювання хвильових процесів у гідравличній частині форсунки, яка відрізняється тим, що враховує деформацію рухомих елементів форсунки, ефекти приєднання маси рідини до деталей, що рухаються, та співударяння деталей, а також електродинамічні та електромагнітні ефекти в системі керування паливоподачею;

– метод багатопараметричної верифікації математичної моделі процесів у акумуляторній паливній апаратурі, який враховує похибки експериментального визначення критеріїв адекватності, конструктивних і регулювальних па-

раметрів паливної апаратури.

2. Встановлено кількісний вплив конструктивних і регулювальних параметрів електрогідравлічної форсунки, паливного насоса високого тиску на процес паливоподачі, що дозволило визначити параметричні та функціональні обмеження при постановці задачі пошуку оптимальних параметрів.

3. Запропоновані та обґрунтовані додаткові критерії для оцінки якості акумуляторної паливної апаратури – критерій продуктивності та критерій витрати потужності на привід паливного насоса високого тиску.

4. Запропоновано перспективний спосіб забезпечення необхідної швидкодії електромагнітного приводу клапана електрогідравлічної форсунки шляхом використання магнітопроводів, що включають, на відміну від відомих аналогів, магнітотвердий і магнітом'який матеріали.

5. Науково обґрунтована можливість створення приводу електрогідравлічної форсунки з використанням явища магнітострикції, що проявляється в інтерметалічному з'єднанні Терфенол-Д.

**Практичне значення отриманих результатів** для галузі двигунобудування полягає в тому, що запропоновані наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля реалізовані за методологією, яка включає: математичну модель процесу паливоподачі, метод верифікації математичної моделі, метод оптимізації, методики експериментального дослідження паливної апаратури на безмоторних та моторних стендах. Результати дослідження дозволяють розробити та впровадити сучасну паливну апаратуру з електронним керуванням для високообертового дизеля, яка забезпечує гнучке керування процесу паливоподачі.

Розроблена програма розрахунку параметрів процесу паливоподачі акумуляторної паливної апаратури, що реалізує запропоновану математичну модель.

Створена методологія вибору параметрів акумуляторної апаратури пройшла апробацію і впроваджена у КП ХКБД для проектування паливної апаратури високообертового дизеля ДТНА (ЧН 8,8/8,2).

Запропоновані критерії продуктивності та критерій витрати потужності на привід паливного насоса високого тиску дозволили вибрати параметри паливного насоса, що забезпечують зменшення витрати енергії на підтримку необхідного рівня тиску палива в гідроакумуляторі.

Надані у дисертації рекомендації щодо параметрів керуючого пристрою електрогідравлічної форсунки використані при розробці НВФ «Елон-ТТ» (м. Харків) системи керування паливоподачею, а також у спільній роботі ХНАДУ та ННЦ ХФТІ НАН України при створенні технології виробництва електромагніта та принципово нового актюатора, що використовує магнітострицію.

Методики експериментального дослідження акумуляторної паливної апаратури впроваджені в КП ХКБД та застосовуються при випробуваннях паливної апаратури. Результати випробувань акумуляторної паливної апаратури стали основою для впровадження електронного упорскування палива у вітчизняному високообертовому дизелі, розробленому в КП ХКБД.

Запропоновані у дисертації модель процесу паливоподачі та методики експериментального дослідження впроваджені у навчальний процес при підготовці студентів спеціальності 7.090210 – двигуни внутрішнього згоряння у ХНАДУ.

**Особистий внесок здобувача.** Всі основні результати дисертації отримані здобувачем особисто. Серед них:

- методологія вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням;

- математична модель процесу паливоподачі акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням;

- метод багатокритеріальної верифікації математичної моделі процесів у акумуляторній паливній апаратурі;

- методики експериментального дослідження акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням на безмоторних стендах;

- результати розрахунково-експериментального дослідження впливу конструктивних і регулювальних параметрів на процес паливоподачі;

- запропоновані додаткові критерії для оцінки якості акумуляторної паливної апаратури: критерій продуктивності та критерій витрати потужності на привід паливного насоса високого тиску;

- виконаний з використанням методу дослідження простору параметрів вибір оптимальних параметрів акумуляторної паливної апаратури для високооборотного дизеля;

- визначення вимог до швидкодіючих електромагнітів для паливної апаратури та дослідження зразків електромагнітів;

- результати дослідження можливості створення приводу електрогідролічної форсунки з використанням явища магнітострикції, що проявляється в інтерметалічному з'єднанні Терфенол-Д;

- методика визначення показників паливоподачі ПА з електронним керуванням упорскування під час моторних випробувань дослідного одноциліндрового дизеля 1Ч8,8/8,2;

- обробка результатів всіх експериментів, що представлені у роботі.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертації доповідались на: XI – XIV Міжнародних Конгресах двигунобудівників (Рибаче, Крим, 2006 – 2009 рр.); Всеукраїнських науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (м. Первомайськ, 2005, 2007, 2009 рр.); Міжнародних науково-технічних конференціях ХНАДУ (м. Харків, 2005 – 2010 рр.); 70-й та 72-й Міжнародних науково-технічних конференціях кафедр академії та спеціалістів залізничного транспорту і підприємств, УкрДАЗТ (м. Харків, 2008, 2010 рр.); Науково-технічних конференціях «3-и и 4-ые Луканинские чтения. Пути решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе» (м. Москва, Росія, 2007, 2009 рр.); Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, тех-

нологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2006, 2010 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей» (м. Володимир, Росія 2008 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено в 31 науковій публікації, в тому числі: 1 монографії, 24 статті у наукових фахових виданнях ВАК України.

**Обсяг і структура дисертації.** Дисертаційна робота складається з вступу, шести розділів, висновків, додатків. Загальний обсяг дисертації складає 339 сторінок, з них 159 рисунків за текстом, 12 таблиць за текстом, 2 таблиці на 2-х окремих сторінках; 3 додатки на 22 сторінках; список використаних літературних джерел з 187 найменувань на 21 сторінці.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** розкриті сутність і стан наукової проблеми, обґрунтована актуальність розглянутої теми, сформульована мета, основні задачі дослідження і шляхи їх вирішення.

**У першому розділі** зроблено аналіз ефективності використання дизельних паливних систем різного типу щодо забезпечення сучасних економічних та екологічних вимог, які пред'являються до високообертового дизеля. Показано, що при використанні паливної апаратури безпосередньої дії зазначені вимоги можуть бути виконані лише частково. Модернізація такої апаратури (використання двопружинної форсунки, форсунки з диференціальним поршнем та інш.) не дозволяє гнучко змінювати характеристику паливоподачі, а рівень тиску упорскування палива не перевищує 100 МПа.

Визначено, що для високообертового дизеля найбільш перспективною є акумуляторна паливна апаратура з електронним керуванням. Гнучка зміна характеристики паливоподачі, можливість встановлювати оптимальний тиск упорскування палива – визначальні переваги таких систем. Роботи зі створення акумуляторних ПА з електронним керуванням ведуться останні 30 років.

У розділі запропонована структура методології вибору параметрів акумуляторної ПА з електронним керуванням (рис. 1) для високообертового дизеля, що складається з сукупності методів та математичних моделей.

Структура визначає вибір параметрів у чотири етапа. На першому етапі розраховуються характеристики паливоподачі акумуляторної ПА з параметрами, обраними за прототипами. У результаті характеристики співставляються з даними експериментального дослідження на безмоторних стендах, що дозволяє уточнити значення емпіричних коефіцієнтів, конструктивних і регулювальних параметрів ПА. На другому етапі в ході розрахунково-експериментального дослідження проводиться аналіз впливу параметрів на характеристики ПП. Як результат, визначаються межі зміни параметрів, функціональні обмеження, критерії якості. На третьому етапі відбувається пошук оптимальних параметрів елементів акумуляторної апаратури (електрогідравлічної форсунки (ЕГФ), па-



ливного насоса високого тиску (ПНВТ), паливного акумулятора). Четвертий заключний етап дозволяє визначити можливість гнучкого керування процесом паливоподачі у ВОД, що забезпечується при використанні акумуляторної ПА з обраними за представленою методологією параметрами. Етап включає безмоторні та моторні випробування. Визначено, що за даною структурою ключовим елементом є математична модель процесу паливоподачі.

У розділі зроблено огляд математичних моделей процесу паливоподачі, які можуть бути використані при розрахунку акумуляторної ПА з електронним керуванням, що відбувається за допомогою електромагніту. Провідними світовими дослідними фірмами розроблені програмні комплекси для моделювання роботи ПА з електронним керуванням. Відомі комерційні пакети HYDSIM (AVL), GT-FUEL, AMESim, до комплексу програм розрахунку двигуна фірми Ricardo входить модуль розрахунку ПА, у складі російського розрахункового комплексу «Дизель» є модуль розрахунку паливоподачі «Впрыск».

Використання розглянутих методик під час проектування ПА даного типу може виявитись недостатньо ефективним. Насамперед це пов'язано з використанням при розрахунку спрощених моделей схем керування, електромагнітів, тощо. Хоча, наприклад, відомо, що сила електромагніта залежить не тільки від сили струму, але й від величини зазору між якорем та магнітопроводом, а також від швидкості переміщення якоря. Рух якоря впливає на зміну струму у ланцюзі керування і зарядку конденсатора, що забезпечує форсований імпульс. Також відзначено, що характерною особливістю електрогідравлічної форсунки є швидкоплинність перехідних процесів, що підвищує вимоги до якості їх моделювання.

Тому зроблено висновок, що для опису процесів, які відбуваються в ПА під час упорскування, необхідно створити нову математичну модель високого рівня, в якій буде враховано більшість відомих факторів, що впливають на зміну тиску палива в порожнинах ПА, а також швидкості переміщення голки, клапана керування і якоря форсунки, а розрахунок гідромеханічних процесів буде виконуватись одночасно з моделюванням електродинамічних процесів в ланцюзі керування і в електромагніті.

**У другому розділі** представлені результати гідродинамічного розрахунку акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням. Запропонована в роботі математична модель враховує більшість ефектів, що проявляються при паливоподачі, та описує гідравлічну схему, яка зображена на рис. 2.

У паливній системі, що досліджується, відбувся перехід на новий масштаб вимірювання параметрів. На відміну від ПА безпосередньої дії, у якій переміщення елемента  $h_i$  складає десяти міліметра, в акумуляторній ПА  $h_i$  вимірюється сотими міліметра. Такі величини  $h_i$  наближаються до величин деформації деталей, на мікропереміщення значно впливають приєднані маси рідини, співударяння деталей. Тривалість ПП в акумуляторній ПА може складати 100 – 200 мкс, що наближає її до тривалості перехідних процесів, тривалості поширення імпульсу тиску між порожнинами схеми рис. 2. Імпульс тиску, сформований у порожнині В поширюється до порожнини Б паливним каналом ЕГФ, а

також у вигляді хвилі пружної деформації стрижнями.

Головною особливістю схеми рис. 2 є шляхи поширення імпульсу тиску між порожнинами. Від порожнини керування В імпульс тиску передається до порожнини розпилювача Б по двох каналах: у вигляді хвилі пружної деформації по мультиплікатору і голці; по лінії високого тиску паливного каналу. У зв'язку з різною швидкістю вони приходять до розпилювача в різний час. Іншою важливою особливістю схеми є те, що керування процесом здійснюється не у порожнині, де стискається паливо, а в проміжній порожнині керування В.

Стрижнями мультиплікатора і голки імпульс тиску передається у вигляді хвилі пружної деформації. Для опису цього процесу, а також хвильового процесу в паливних каналах високого тиску в роботі використане відоме телеграфне рівняння

$$\frac{\partial^2 C_i}{\partial t^2} - a_i^2 \frac{\partial^2 C_i}{\partial x^2} + K_i \frac{\partial C_i}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

де  $C_i$  – швидкість руху палива ( $C_n$ ) або елемента конструкції ( $C_c$ );  $t$  – час;  $a_i$  – швидкість поширення звуку в паливі ( $a_n$ ) або сталевим стрижнем ( $a_c$ );  $x$  – координата перерізу;  $K_i$  – фактор гідравлічного опору ( $K_n$ ) або коефіцієнт загасання хвиль ( $K_c$ ),

Процес поширення хвилі пружної деформації стрижнями розраховується з урахуванням загасання хвиль внаслідок, головним чином, зовнішнього тертя, що враховане емпіричним коефіцієнтом  $K_c$ , який, як і швидкість поширення звуку по сталевому стрижню  $a_c$ , має постійне значення. В такому разі для розв'язання телеграфного рівняння можна використати наближене рішення, що приводить до появи у хвилях Д'Аламбера загасаючих множників. Аналогічний підхід застосовується в методиці гідродинамічного розрахунку, розробленій проф. Астаховим І.В.

Для вирішення рівняння (1), що описує хвильові процеси у паливних каналах, у роботі використовується метод характеристик.

Задача про течію палива у лінії високого тиску розв'язується з урахуванням місцевої швидкості  $\alpha_T$  звуку, що є необхідним атрибутом сучасних методів розрахунку та початкових і граничних умов: до подачі сигналу керування швидкість руху палива у всіх перерізах дорівнює нулю; тиск палива в порожнинах А, Б, В дорівнює  $p_{ак}$  (рис. 2).

Граничні умови описуються диференціальними рівняннями суцільності потоку в порожнинах високого тиску та рівняннями руху. Узагальнене рівняння суцільності потоку з урахуванням стискання палива має вигляд

$$\beta(p_i, T) \cdot V_i \cdot d\delta_i / dt = Q_i^{\hat{\delta}} - Q_i^{\hat{\delta}} - Q_i^{\delta} - dV_i / dt, \quad (2)$$

де  $\beta(p_i, T)$  – коефіцієнт стискання палива, що змінюється залежно від тиску у  $i$ -тій порожнині  $p_i$  і температури палива  $T$ ;  $V_i$  – об'єм  $i$ -тої порожнини;  $Q_i^{\hat{\delta}}$ ,  $Q_i^{\hat{\delta}}$  – витрати палива на вході та виході з порожнини;  $Q_i^{\delta}$  – витрати палива на преци-

зійних зазорах.

При складанні рівнянь руху мультиплікатор, голка, клапан керування розглядаються як деформовані стрижні із розподіленими параметрами, що мають з торців по дві зосереджені маси – конуси мультиплікатора і голки або сферу клапана і направляючу (рис. 3).

У такому разі для зосереджених мас буде справедливим рівняння руху у вигляді

$$m_i \cdot d^2 h_i / dt^2 = \pm q_1^i(t) \pm f_i \cdot \delta, \quad (3)$$

де  $m_i$  – маса елемента;  $h_i$  – переміщення елемента;  $q_1^i(t)$  – реакція стрижня, що визначається за рівнянням, яке отримане при узагальненні відомої теорії коливань прямих стрижнів; наприклад

$$q_1^i(t) = z_c^i \cdot \left( h_{0i} + 0,5 \Delta h_i(t) + \sum_{j=1}^{t/T_{c1}} df^j \cdot \Delta h_1(t - jT_c) - 0,5 \cdot (1 + df) \times \right. \\ \left. \times \sum_{j=0}^{t/T_{n1} - 0,5} df^j \cdot \Delta h_2(t - (j + 0,5) \cdot T_c) \right), \quad (4)$$

де  $f$ ,  $z_c^i$ ,  $h_{0i}$  – площа поперечного перерізу, коефіцієнт жорсткості та попередня деформація стрижня;  $\Delta h_i(t)$  – умовні переміщення зосереджених мас

$$\Delta h_i(t) = T_c \cdot \dot{h}_i(t) + 2 \cdot [(1 - df)/(1 + df)] \cdot h_i(t); \quad (5)$$

де  $df = 0,9 \dots 0,97$  – декремент загасання;  $h_i(t)$  – переміщення нижнього або верхнього торців стрижня;  $T_c$  – основний період коливань стрижня,  $T_c = 2\sqrt{m_{\text{н}}^i / z_{\text{н}}^i}$ ;  $m_c^i$  – маса стрижня.

У запропонованій математичній моделі описані основні процеси, що відбуваються у порожнинах низького тиску електрогідравлічної форсунки. А саме процеси витікання палива в малих зазорах з порожнини до порожнини, а також динаміка клапана, опори, якоря та їх пружин. На відміну від відомих моделей у даній дисертації внесено низку уточнень, що дозволило підвищити точність визначення тривалості та початку упорскування, величини циклової подачі в залежності від параметрів керуючого електричного імпульсу та тиску палива у гідроакумуляторі.

*Урахування зіткнення деталей електрогідравлічної форсунки.* Процес виникає при досягненні нижньою тарілкою клапану її упору, кулькою – сідла клапана, якорем і опорою якоря – їх обмежувачів руху. Частина роботи, яка витрачена на деформацію взаємодіючих тіл при зіткненні, знову перетворюється на кінетичну енергію. Дана частина визначається коефіцієнтом відновлення  $k$ , що є в певному сенсі мірою пружності тіла і розраховується за рівнянням:  $k = \left| -\dot{h}_{\text{о\ddot{a}}} / \dot{h} \right|$ , де  $\dot{h}_{\text{о\ddot{a}}}$  – швидкість тіла після зіткнення,  $\dot{h}$  – швидкість тіла до зіткнення. Наприкінці кожного розрахункового інтервалу часу  $\Delta t$ , за рівнянням:

$\dot{h}_k = (\dot{h} + F \cdot \Delta t) / (m + 0,25 \cdot z \cdot T \cdot \Delta t)$ , визначається швидкість переміщення елемента, де  $F$  – сили, що діють на елемент у період  $\Delta t$ ;  $z, T$  – коефіцієнт жорсткості і основний період коливань пружини або стійки клапана;  $m$  – маса елемента, що переміщується.

Переміщення наприкінці розрахункової ділянки  $\Delta t$  обчислюється за рівнянням:  $h_k = h + (\dot{h} + \dot{h}_k) / 2 \cdot \Delta t$ , де  $h$  – переміщення на початку ділянки. При порівнянні  $h_k$  з максимально можливим переміщенням  $h_{\max}$ , визначається проміжок часу  $\Delta t$ , на який припадає момент зіткнення елемента з опорою (рис. 4). Швидкість  $\dot{h}_{\text{о}ä}$  і переміщення  $h_{\text{о}ä}$  елемента після зіткнення  $\dot{h}_{\text{о}ä} = -k \cdot \dot{h}_k$ ,  $h_{\text{о}ä} = h_{\max} - k \cdot (h_k - h_{\max})$ .

*Урахування перетікання палива в зазорах між опорами і елементами, що рухаються.* На нижню тарілку клапана і ярір електромагніта при їх переміщенні діє додаткова сила  $F_{\text{д}}$ , яка утворена полем тисків палива, що перебуває у зазорах між тарілкою й упором-обмежником максимального ходу клапана і поверхнями полюсів ярора і магнітопровода (рис. 5). У зазначених зазорах у всьому діапазоні переміщення тарілки і ярора має місце перетікання палива.

Зміни швидкостей і тиску палива у зазорі описуються двома відомими рівняннями: енергетичного балансу і об'ємного балансу, що раніше використовувалися для моделювання плоского диференційного клапана форсунки. Ці рівняння є узагальненням відомого рівняння Бернуллі для випадку, коли площі живого перетину потоку (пропорційні відстані  $h$  між клапаном і сідлом) змінюються у часі. При відриві клапана від потоку в тих перерізах  $x$ , де це відбувається, розрахунок відбувається за умовою  $p(x) = 0$ .

Після перетворень та інтегрування цих рівнянь по координаті  $x$  у проміжку  $[r, R]$  у дисертації отримане рівняння для визначення перерізу  $x_0$ , що відповідає нульовій швидкості потоку (йому відповідає радіус  $r$ )

$$\frac{2}{\rho} (\delta_{\text{ä}} - \delta_{\text{к}}) = \frac{1}{2} \left[ (R^2 - r^2) \cdot \left( 1 - \frac{x_0^4}{(R^2 - r^2)^2} \right) - x_0^2 \ln \left( \frac{R}{r} \right) \right] \phi \frac{C^2}{h^2} + 8 \left[ R^2 - r^2 - 2x_0^2 \ln \left( \frac{R}{r} \right) \right] v \frac{\dot{h}}{h^3}. \quad (6)$$

Після вирішення рівняння (6) за умови  $x_0 = r$  визначається величина додаткової сили  $F_{\text{д}}$

$$F_{\text{ä}} = \pi \frac{\rho}{2} \left\{ \left[ \frac{1}{4} (R^2 - r^2) \cdot R^2 - r^4 \ln \left( \frac{R}{r} \right) \right] \phi \cdot \left( \frac{\dot{h}}{h} \right)^2 \right\}, \quad (7)$$

де  $R$  – максимальний радіус;  $p_{\text{в}}, p_{\text{к}}$  – тиск палива у порожнинах (рис. 5);  $\rho$  – густина палива;  $v$  – кінематична в'язкість;  $\phi$  – коефіцієнт кінетичної енергії;  $C$  – швидкість переміщення клапана;  $h$  – підйом клапана.

*Моделювання ефекту приєднаних мас.* У порожнинах низького тиску інерційність течії палива, що виникає при переміщеннях клапана, ярора і його опори, створює ефект приєднаних мас, величини яких близькі до мас цих елементів. При моделюванні течії палива запропоновано зазор між ярором і магні-

топроводом (рис. 3, б) привести до спрощеного вигляду (рис. 6), де зазор утворюється площиною і розташованою над нею пластиною шириною  $2a$  і довжиною  $L$ , що дорівнює периметру середнього для дійсного зазору кола.

З урахуванням переміщення якоря швидкість палива  $U$  у плоскому зазорі описується формулою:  $U = \dot{h} \cdot (x/h)$ , де  $x$  – координата, що задає переміщення уздовж поперечного переріза зазора,  $h$  – величина зазора.

З огляду на загальну кінетичну енергію якоря і палива, можна визначити приведену масу якоря:  $m_{\text{в}} = m_{\text{я}} + m_{\text{з}}/3 \cdot (a/h)^2$ , де  $m_{\text{з}}$  – маса палива в зазорі.

Ефект приєднаних мас у порожнинах низького тиску ЕГФ також виникає у зв'язку із течією палива в каналах малого (1–5 мм<sup>2</sup>) перерізу. Кінетична енергія палива, що омиває опору-демпфер якоря, з урахуванням течії в каналах малого перетину, в моделі представлена у вигляді  $\dot{Q}_{\text{в}} = 0,5 \cdot \rho \cdot L_{\text{к}} \cdot \mu f \cdot (f/\mu f)^2 \cdot h_0^2$ , звідси приведена маса опори-демпфера  $m_{\text{в}} = m_{\text{оп}} + m_{\text{п}} \cdot (f/\mu f)^2$ , де  $m_{\text{оп}}$ ,  $m_{\text{к}}$  – відповідно, маси опори-демпфера і палива в каналі довжиною  $L_{\text{к}}$ .

В отриманих рівняннях варто звернути увагу на безрозмірні множники  $a^2/h^2$  й  $(f/\mu f)^2$ , які дозволяють визначити залежність ефекту приєднаних мас від геометрії розглянутих елементів конструкції ПА. Для якоря при характерних його розмірах і зазорі 0,05 мм приєднана маса палива в зазорі дорівнює 1,2 г, що становить 30 % від маси якоря та суттєво впливає на процес переміщення якоря.

У розділі проведене розрахункове дослідження впливу параметрів акумуляторної паливної системи на процес ПП. Параметри акумуляторної ПА було згруповано в пари за наступними ознаками: вплив на розглянуте явище, конструктивний зв'язок, функціональне призначення. Після чого з використанням сіток Соболя І.М. складався план експерименту.

*Вплив довжин трубопроводу і мультиплікатора.* Залежність зміни основних параметрів  $p_a$  – максимального тиску перед сопловими отворами,  $q_c$  – циклової подачі палива,  $q_z$  – витрати палива на керування форсункою у період ПП від хвильових явищ можна з'ясувати при зміні значень довжини трубопроводу  $L_{\text{п}}$ , що з'єднує ЕГФ і паливний акумулятор, і довжини мультиплікатора  $L_{\text{м}}$ . Так, при  $p_{\text{ак}} = 100$  МПа і  $L_{\text{п}} = 150$  мм,  $p_a = p_{\text{ак}}$  (рис. 7). Збільшення  $L_{\text{п}}$  у два рази (до 300 мм) знизить  $p_a$  до 85 МПа.

Характерними для залежності  $p_a = f(L_{\text{п}})$  є ділянки провалів, що безпосередньо пов'язане із процесом поширення прямих і відбитих хвиль тиску по трубопроводу. Тому можливо використати хвильові явища для збільшення тиску  $p_a$  при організації багатостадійного упорскування, коли в процесі першого упорскування формується відбита хвиля. Додавання прямої й відбитої хвиль призведе до збільшення тиску  $p_a$  в наступні, за першою, фази упорскування.

Зміна  $L_{\text{м}}$  також впливає на величину  $p_a$  (рис. 7). Результати чисельного експеримента показали, що використовуючи хвильові явища можливо отримати  $p_a > p_{\text{ак}}$ , але домогтися за рахунок хвильових явищ сприятливого відношення  $p_a$  та  $p_{\text{ак}}$  при всіх значеннях  $p_{\text{ак}}$  і тривалості упорскування неможливо. Імовірно, у

цьому випадку варто здійснити пошук компромісного рішення, коли в широкому діапазоні  $p_a \geq p_{ак}$ .

*Вплив прохідних перетинів жиклерів камери керування.* В акумуляторній ПА початок і кінець ПП визначається рівнем тиску в порожнині керування форсунки. Упорскування палива відбувається в період відкриття отвору камери керування з перетином  $\mu f_{вип}$ .

На поверхні  $p_a = f(\mu f_{вип}, \mu f_{вип}/\mu f_{вп})$  виділена робоча область, у якій забезпечується стає упорскування палива (рис. 8). На границі області відбувається різке погіршення параметрів.

*Вплив тиску  $p_{ак}$  та сили попередньої деформації пружини клапана  $F_{кл}$ .* Мінімально можлива  $F_{кл}$  визначається з вимоги забезпечення ПП без підупорскувань, а максимально можлива  $F_{кл}$  визначається характеристиками електромагніта. При зазначених умовах у досліджуваній ПА ефективне упорскування забезпечується в робочій області (рис. 9). Для досягнення сталої і ефективної роботи форсунки на всіх режимах необхідно збільшувати  $F_{кл}$  до 100 Н та вище.

*Вплив стисливості палива і деформації елементів форсунки.* Відомо, що на процес ПП великий вплив мають фізико-хімічні властивості палива. Зокрема в ПА безпосередньої дії негативну роль грає стисливість палива. Для акумуляторної ПА стисливість палива – позитивний фактор. Так, використання трубопроводу з  $d_{тр} = 2,0$  мм за інших рівних умов підвищує максимальний тиск упорскування з 70 МПа ( $d_{тр} = 1,1$  мм) до 87 МПа й циклову подачу палива  $q_{ц}$  із 35 мм<sup>3</sup> ( $d_{тр} = 1,1$  мм) до 45 мм<sup>3</sup>.

Величини лінійної деформації стрижнів ЕГФ (голки, мультиплікатора та ін.), що виникають внаслідок дії сили тиску, дорівнює десяткам мкм. При робочих переміщеннях стрижнів 0,2 – 0,05 мм вказана деформація впливає на процес ПП. Виникає розбіжність між часом подачі керуючого сигналу та початком ПП.

Результати розрахункового дослідження дозволили визначити межі зміни параметрів акумуляторної апаратури, які мають найбільший вплив на процес ПП. Приведені дані підтверджують доцільність запропонованих уточнень моделі процесу ПП.

**Третій розділ** присвячено дослідженню пристроїв керування паливоподачею – електромагнітів і магніострикторів.

Проаналізовано сучасний стан розвитку керуючих елементів для паливної апаратури. Зроблено висновок про перспективність використання електромагнітів та необхідність пошуку нових рішень для забезпечення переміщення клапанів керування ПП.

Такі пристрої забезпечують переміщення не менш 0,05 мм за проміжок часу, що не перевищує 0,15 мс. При цьому сила, що розвиває актюатор, повинна досягати значень 20 Н (ЕГФ Delphi) і вище. При виборі актюатора враховується періодичність циклів упорскування, яка може становити менш 30 мс, температурний режим у зоні роботи актюатора (температура може перевищувати 100 °С). Існують обмеження за енергоспоживанням, оскільки напруга бортової мережі транспортного засобу 12 В або 24 В. Ідентичність циклів та забезпечення заданої

характеристики ПП не сумісні із проявом гістерезису, виникненням струму Фуко. У розділі зроблено висновок про можливість збільшення магніторушійної сили електромагніта форсунки та доцільність використання інших фізичних явищ для забезпечення переміщення гідравлічних клапанів, зокрема голки розпилювача.

Достовірність моделювання процесів в ПА з електронним керуванням підвищується за рахунок об'єднання моделей гідродинамічної схеми і актюатора. У більшості закордонних робіт для розрахунку сили електромагніту використовується метод скінчених елементів. Але для створення замкненої моделі роботи акумуляторної ПА такий підхід є не дуже ефективним, тому що потребує використання надпотужних ЕОМ, а тривалість одного розрахунку складає декілька годин. У роботі запропоновано використати для електромагніта ПА відому методику розрахунку магнітного ланцюга за допомогою коефіцієнтів розсіювання. Також в математичній моделі процесу паливоподачі моделюється живлення електромагніта, яке відбувається за алгоритмом рис. 10 в електричному ланцюзі керування. Відомо, і експеримент це підтверджує, що зміна струму в котушці ЕГФ відбувається не миттєво. Мають місце перехідні процеси, тривалість яких можна зіставити із заданою тривалістю керуючого імпульсу. Так, для досягнення сили струму в котушці 22 А необхідний час 0,3 мс; наступне за цим зниження струму до 0 відбудеться за 0,15 мс. У зв'язку із цим для достовірного моделювання роботи ЕГФ також необхідно визначати характеристики блоку керування ЕГФ.

Для електричного ланцюга живлення електромагніта використано:

– рівняння балансу потужностей

$$U \cdot I = R \cdot I^2 - S \cdot B^2 / \mu_0 \cdot d\Delta l / dt + S \cdot l_k \cdot H_c \cdot dB / dt + d\dot{I} / dt + R_\delta \cdot I_\delta^2, \quad (8)$$

де  $R \cdot I^2$  – втрати потужності на активному опорі ланцюга;  $R_\delta \cdot I_\delta^2$  – втрати потужності, пов'язані з індукційним струмом у якорі;  $S \cdot B^2 / \mu_0 \cdot dh / dt$  – потужність, пов'язана з переміщенням якоря;  $S \cdot l_k \cdot H_c \cdot dB / dt$  – потужність, що розсіюється на теплоту при перемагнічуванні;  $d\dot{I} / dt = S \cdot l_k \cdot (H - H_c) \cdot dB / dt$  – потужність, пов'язана зі зміною потенційної енергії магнітного поля;  $B$  – магнітна індукція;

– система диференціальних рівнянь електромагнітної взаємодії

$$\left\{ \begin{aligned} [T_f + T_\delta] \cdot dI_\delta / dt = U / R - I_\delta - [T_f + T_\delta] \cdot 2 \cdot B / (\mu_0 \cdot \omega) \cdot v_z, \\ T_k \cdot d(U / R) / dt = -I; \end{aligned} \right. \quad (9)$$

– чотири доповнюючі співвідношення

$$\begin{aligned} T_\delta &= \mu_0 \cdot S \cdot k \mu' / R_\delta; H \cdot l_k + 2 \cdot h \cdot B / \mu_0 = I_\delta \cdot \omega, \\ T_f &= \omega^2 \cdot R_\delta / R \cdot T_\delta; I = I_\delta + T_\delta \cdot dI_\delta / dt + T_\delta \cdot 2 \cdot B / \mu_0 \cdot \omega \cdot \dot{h}_{y\delta}, \end{aligned}$$

де  $S$  – площа активної поверхні полюса;  $\omega$  – число витків котушки електромагніта;  $t$  – час;  $U$  – напруга;  $R$  – опір електричного ланцюга;  $I_M$  – керуючий струм;  $H_c$  – коерцитивна сила;  $l_k$  – довжина контуру магнітного ланцюга;  $\mu_0$  – магнітна

постійна;  $R_\Phi$  – електричний опір якоря кільцевому струму Фуко;  $\dot{h}_{\text{yê}}$  – швидкість переміщення якоря;  $T_f, T_k, T_{\text{и}}$  – постійні часу для електромагніта, конденсатора та вихрового струму, відповідно;  $C_{\text{кон}}$  – ємність конденсатора;  $h$  – повітряний зазор електромагніта;  $k\mu' = dB/dH$ . Аналіз рішень рівнянь дозволили визначити ємність конденсатора системи живлення, та інші параметри ланцюга керування електромагніта.

Сила магнітного притягання визначається залежністю

$$F_{\text{mag}} = K_{\text{âèð}} \cdot S \cdot B^2 / \mu_0, \quad (10)$$

де  $K_{\text{виг}}$  – коефіцієнт випуклості магнітного поля для зовнішнього і внутрішнього зазорів, а після досягнення магнітного насичення

$$F_{\text{mag}}^{\text{îâñ}} = 0,5 \cdot S / \mu_0 \cdot B_{\text{îâñ}}^2 / (1 + k_v \cdot h)^2 + 0,5 \cdot S \cdot k_s / \mu_0 \cdot B_{\text{î}}^2 / (k_1 + k_2 \cdot h)^2, \quad (11)$$

де  $I_{\text{нас}}, B_{\text{н}}, B_{\text{нас}}$  – струм, індукція магнітного кола до і після насичення, відповідно.

У контур магнітного ланцюга електромагніта входить кілька ділянок з різними властивостями (рис. 11), що створює неоднорідність магнітного ланцюга. Тому запропоновано визначати магнітну індукцію  $B$  на кожній ділянці, а саме  $B_{\text{вн}}, B_{\text{зовн}}$  – на внутрішній і зовнішній ділянці,  $B_{\text{як}}$  – на ділянці якоря,  $B_{\text{осн}}$  – на ділянці основи магнітопроводу.

У моделі явище магнітного гістерезису описується залежністю  $B = B_{\text{max}} \cdot \text{th}[(H \pm H_c) / kH_c]$ , де величина  $kH_c$  визначається формою кривої намагнічування феромагнітного матеріалу.

Циклічний характер зміни кривої намагнічування показаний на рис. 12.

Результати математичного моделювання використані при створенні електромагніта для електрогідравлічної форсунки першої вітчизняної акумуляторної системи (сумісно з КП ХКБД, НВФ «Елон-ТТ» та ННЦ ХФТІ НАНУ). За участю здобувача розроблена технологія виготовлення магнітопроводів, що складаються з магнітом'якого ( $Fe$ ) та зв'язуючого (ізолятора) матеріалів. У співавторстві зі співробітниками інституту твердого тіла ННЦ ХФТІ для підвищення швидкості переміщення електромагнітного клапана здобувачем запропонована технологія виготовлення магнітопроводів, що включають у визначених пропорціях магнітом'які та магнітотверді складові.

За допомогою складеної математичної моделі визначені параметри котушки, якоря та магнітопроводу. Проведені випробування електромагнітів показали, що через 0,2 мс після включення сила  $F_{\text{mag}}$  досягає 70 Н (рис. 13).

Альтернативою електромагніту є використання для приводу голки форсунки матеріалу Терфенол-Д ( $Tb_{0,3}Du_{0,7}Fe_{2,0}$ ), що проявляє магнітострикційний ефект. У даній інтерметалічній сполуці близько 50 % магнітної енергії перетворюється на механічну. Терфенол-Д містить два рідкоземельних елементи: тербій ( $Tb$ ) і диспрозій ( $Du$ ). Верхня межа міцності цієї сполуки при одноосьовому стиску дорівнює 350 МПа. Відомо, що відносно лінійне подовження Терфенол-Д досягає  $\lambda = 10^{-3}$ . У НТЦ ХФТІ розроблена технологія виготовлення Терфенол-Д.



У ході досліджень у ХНАДУ разом зі співробітниками НТЦ ХФТІ була розроблена технологія виготовлення компаунда *терфенолпласт*. До складу *терфенолпласта* входять у визначеному об'ємному співвідношенні частинки розміром 200...400 мкм сплаву Терфенол-Д, отриманого після термообробки, та епоксидна модифікована смола. До отвердіння епоксидної смоли розподілені частинки Терфенол-Д орієнтовані в присутності магнітного поля.

Лінійне подовження  $\lambda$  отриманих зразків визначалося на спеціально розробленому стенді. Додатково у вимірювальному ланцюзі стенда передбачена можливість задання попереднього стискаючого напруження до 30 МПа.

Результати вимірів свідчать про залежність  $\lambda$  магніострикторів від технології виготовлення Терфенол-Д, співвідношення складових, що входять до компаунду *терфенолпласт*, та сили попередньої деформації стрижнів. Так, після термічної обробки сплаву Терфенол-Д  $\lambda$  підвищується в 2 рази. При цьому значення  $\lambda = 0,32 \times 10^{-3}$  отримано при магнітній індукції котушки  $B = 0,55$  Тл. Експериментально встановлено, що для компаунду *терфенолпласт* існує оптимальне співвідношення компонентів (рис. 14). А попереднє навантаження стрижня на величину 10 МПа сприяє зменшенню впливу гістерезиса на роботу магніостриктора (рис. 15) і, водночас, зменшує  $\lambda$  на 24 %.

У **четвертому розділі** представлені методики та результати експериментальних досліджень акумуляторних ПА прототипів та розробки КП ХКБД на безмоторних стендах. Експериментальні дослідження проведено в лабораторіях паливної апаратури кафедри ДВЗ ХНАДУ та КП ХКБД.

Вимірювальна схема безмоторного стенду (рис. 16) включала датчики тиску 3, 10, переміщення 6, 12. Електричні сигнали з датчиків надходили до блоку підсилювачів 9 і далі до аналогово-цифрового перетворювача (АЦП). Для реєстрації параметрів паливоподачі використовувались АЦП L-783 і E14-140 фірми L-Card. Усі використані в роботі методики дослідження акумуляторної ПА розроблені здобувачем спільно із співробітниками КП ХКБД та кафедри ДВЗ ХНАДУ. Отримані результати експериментальних досліджень ПА на безмоторних стендах використані на першому та другому етапах вибору параметрів згідно запропонованої методології.

У **п'ятому розділі** представлено результати робіт з верифікації математичної моделі процесу ПП (перший етап вибору параметрів) і оптимізації параметрів акумуляторної паливної системи (третій етап вибору параметрів).

Зроблено висновок про доцільність проведення оптимізації паливної апаратури за декількома критеріями якості при визначених за допомогою розрахунково-експериментального дослідження параметричних та функціональних обмежень.

При розробці методу верифікації у роботі враховано, що початкові параметри ПА для математичної моделі процесу ПП визначаються в ході натурних обмірювань деталей, або за кресленнями, тому вони мають відхилення. Додатково, при описі гідродинамічних процесів у паливній системі слід виділити емпіричні константи – коефіцієнти витрати  $\mu_i$ , декременти  $fd_i$  загасання механічних коливань у стрижнях, пружинах. У моделі еквівалентного стрижня викори-

стовується середній діаметр, а в моделі електромагніта – коефіцієнти розсіювання, випуклості, еквівалентна довжина магнітної петлі та інші. У зв'язку із великою кількістю цих параметрів у роботі вперше для теорії ДВЗ проведена спеціальна розрахункова процедура – векторна параметрична верифікація математичної моделі, яка дозволила не тільки підтвердити або спростувати її вірогідність, але й уточнити значення коефіцієнтів та вихідних параметрів. Відтворення параметрів математичної моделі відповідно до заданих обмежень визначає суть векторної параметричної верифікації.

Верифікація математичної моделі процесу ПП виконувалась шляхом порівняння експериментальних і розрахункових показників упорскування. Це дозволило визначити відповідність моделі реальному об'єкту та установити її параметри, тобто знайти вектори параметрів.

Верифікація проведена за наступним алгоритмом:

- визначається початкова точка з вектором вхідних для розрахунку параметрів  $\alpha$ ;
- вибираються межі зміни параметрів, що враховують похибку їх визначення та визначають розміри досліджуваної області в просторі параметрів;
- для даної області знаходиться послідовність пробних точок;
- розраховуються показники роботи ПА, що утворюють відповідні розрахункові вектори;
- визначаються експериментальні вектори показників, які, з урахуванням похибки виміру та визначення дослідних даних, утворюють паралелепіпед експериментальних параметрів;
- проводиться порівняння розрахункових і експериментальних векторів параметрів упорскування.

Модель процесу ПП вважається верифікованою, якщо хоча б один вектор розрахункової множини потрапляє у область, яка обмежена паралелепіпедом. Якщо множина припустимих рішень була б порожня, то це потребувало б уточнення математичної моделі.

Вибір послідовності пробних точок в просторі вхідних параметрів в роботі виконано з використанням генератора  $ЛП\tau$  – послідовності, запропонованого Соболев І.М., який, на відміну від поширених планів експерименту, дозволяє рівномірно у досліджуваному паралелепіпеді розподілити вектори з кількістю параметрів більше трьох (у даному випадку обрано 13 параметрів).

Для проведення верифікації моделі процесу ПП акумуляторної ПА дизеля ДТНА у вихідному 13-ти мірному паралелепіпеді було зроблено  $N = 32$  розрахунків і складені таблиці випробувань і показників адекватності.

Порівняння всіх векторів по відхиленню показників адекватності показало, що існує один вектор (табл. 1), в якому відхилення по кожному показнику не перевищує 3,5 %. Зокрема, при визначенні максимального тиску упорскування і витрати палива на керування, похибка становить біля 3 %.

## Параметри акумуляторної ПА

параметр	параметр		
	початкове значення	верифікований	оптимальний
Діаметр сфери клапана, $d_{кл}$ , мм	1,3	1,33	1,142
Хід клапана, $h_{кл}$ , мм	0,05	0,044	0,067
Коефіцієнт жорсткості пружини клапана, $z_{пр}$ , Н/мм	50	50,42	40,051
Кут сідла клапана, $\alpha_{кл}$ , град.	100	96	124,6
Площа ефективного перетину впускного жиклера камери керування, $\mu f_{вп}$ , мм <sup>2</sup>	0,034	0,035	0,023
Площа ефективного перетину відсічного жиклера камери керування, $\mu f_{вип}$ , мм <sup>2</sup>	0,055	0,058	0,052
Діаметр мультиплікатора, $d_m$ , мм	3,8	3,8	4,18
Довжина мультиплікатора, $L_m$ , мм	76	74,75	53
Діаметр запірною пояса голки, $d_{зап}$ , мм	1,6	1,43	1,648
Хід голки, $h_i$ , мм	0,25	0,22	0,252
Тиск початку підйому голки, $p_{фо}$ , МПа	3	3,08	2,745
Довжина трубопроводу, $L_{тр}$ , мм	220	219	140,6
Внутрішній діаметр паливопроводу, $d_{тр}$ , мм	1,5	1,52	2,0

При вирішенні оптимізаційної задачі використано метод, запропонований Соболев І.М. і Статніковим Р.Б., в основі якого лежить сканування простору параметрів проектного об'єкта. Для адаптації вказаного методу до вирішення задачі з пошуку оптимальних параметрів ПА запропоновано доповнити базовий метод алгоритмом *послідовної оптимізації*.

На прикладі ПА дизеля ДТНА у роботі проведено апробацію модернізованого методу сканування простору параметрів. У межах досліджуваної області зміна кожного параметра (стовпець «верифікований» в табл. 1) складає  $\pm (40 \div 50) \%$ . За допомогою генератора  $ЛП_{\tau}$  – послідовності були отримані пробні точки з векторами вхідних параметрів і складені таблиці випробувань.

Для обраної гідромеханічної схеми ПА функціональними обмеженнями обрані наступні: діаметр мультиплікатора перевищує діаметр голки; прохідний перетин впускного жиклера менше прохідного перетину впускного жиклера камери керування; діаметр запірною пояса голки менше діаметра голки; внутрішній діаметр паливопроводу змінюється дискретно; недопущення підупорскувань палива; обмеження швидкості переміщення голки, клапана, мультиплікатора.

При оптимізації функціональні обмеження враховані у безрозмірному вигляді на стадії формування початкових даних шляхом задавання коефіцієнтів  $K_i$ , що визначають відношення параметрів:  $K_1$  – співвідношення діаметрів голки і мультиплікатора  $K_1 = d_i/d_m$ ;  $K_2$  – співвідношення діаметрів запірною пояса і голки  $K_2 = d_{зап}/d_i$ ;  $K_3$  – співвідношення площ ефективного прохідного перетину впускного і впускного жиклерів камери керування  $K_3 = \mu f_{вп} / \mu f_{вип}$ .

Критерії якості при оптимізації обираються виходячи з вимоги забезпе-

чення технологічності конструкції та її функціональності. У даному випадку критеріями обрані габарити спроектованого електромагніта клапана керування, максимальний тиск упорскування  $p_a$  та витрати палива на керування ПП  $q_z$ .

Для одержання набору паретівських точок на площині або у просторі, зручно, щоб критерії прагнули до мінімуму і мали безрозмірну форму, наприклад:  $K_p = p_{ак}/p_a$ , де  $p_{ак}$  – тиск палива в гідроаккумуляторі;  $K_q = q_z/q_c$ , де  $q_c$  – циклова подача палива;  $M$  – масштабний коефіцієнт, що задає співвідношення розмірів попередньо обраної конструкції електромагніта. У результаті сканування з множини припустимих точок виявлено ефективні. На рис. 17 показане положення даних точок у просторі критеріїв ( $K_p$ ,  $K_q$ ,  $M$ ). Аналіз одного варіанта (пробної точки) займає приблизно 2 хвилини на сучасному комп'ютері. Підвищити ефективність оптимізації можливо за допомогою використання алгоритму *последовної оптимізації*, застосування якого зводиться до наступного. Для уточнення компромісної кривої додатково сканується простір параметрів поблизу паретівських точок. У центр нового паралелепіпеда розміщується паретівська точка, параметри якої можуть змінюватися у зменшеному діапазоні – на  $\pm 15\%$ . В такому разі обсяг досліджуваної області зменшується в  $10^6$  разів, тому кількість пробних точок може бути суттєво скорочена, і це зменшує витрати часу на проведення оптимізації.

В результаті такого уточнення було отримано новий набір припустимих точок і побудовані нові компромісні криві.

Розмірам електромагніта у першій серії розрахунків відповідає масштаб  $M = 1$ . Наступним кроком оптимізації було дослідження простору параметрів при різних величинах  $M$  (0,8; 0,9; 1,2; 1,4).  $M = 0,8$  і  $M = 0,9$  передбачає зменшення розмірів електромагніта, а  $M = 1,2$  і  $M = 1,4$  – збільшення розмірів. Графічним відтворенням результатів даного дослідження є поверхня ( $K_p$ ,  $K_q$ ,  $M$ ) на рис. 17.

При  $M = 1$  і  $M = 1,2$  положення та форма компромісної кривої є найкращими (полога форма забезпечує сталість результатів), а всі пробні точки виявляються ефективними.

Подальше збільшення  $M > 1,2$  при незмінних вихідних параметрах ПА призводить до наближення компромісної кривої до вертикальної лінії, що свідчить про близькість межі працездатності ПА при оцінці за обраними критеріями якості  $K_p$ ,  $K_q$ . Незначне зниження витрати палива на керування буде досягатися за рахунок різкого зниження тиску  $p_a$ . Це означає, що в такому випадку задача оптимізації виходить за рамки коректно поставленої, а критерії  $K_p$ ,  $K_q$ ,  $M$  перестають бути суперечливими, тому пошук компромісного варіанту неможливий. Якщо виникає необхідність пошуку оптимуму при  $M > 1,2$ , то оптимізаційну задачу варто вирішувати спочатку з новим вихідним вектором параметрів паливної апаратури. Оптимізована ПА мало чутлива до відхилень конструктивних параметрів. Так, співставлення двох варіантів ПА (рис. 18) показує можливість забезпечення упорскування при значному відхиленні величини  $d_{кл}$  і  $\alpha_{кл}$  від оптимальних, що може відбутися внаслідок виготовлення та в період експлуатації.

На наступному етапі була визначена область ефективної роботи ПА при

зміні тиску  $p_{ак}$  і параметрів керуючого електричного сигналу електромагніта (тривалості форсованого імпульсу  $\tau_{ф}$  та фази утримання  $\tau_{уд}$ , періоду між серіями електричних сигналів  $\tau$  для багатостадійного упорскування). Включення цих параметрів в перелік таких, що підлягають оптимізації, є недоцільним, бо в цьому випадку отримаємо задачу з проектування керованих систем.

З метою визначення ефективності упорскування при зміні тривалості форсованого імпульсу  $\tau_{ф}$  виконана серія розрахунків, для яких вихідними даними є параметри оптимізованої ПА, фіксоване значення  $p_{ак} = 100$  МПа, а тривалість  $\tau_{ф}$  змінювалася від 0,05 мс до 0,21 мс. При цьому максимальна сила струму в котушці електромагніта досягала значення 24 А. Для забезпечення тривалої надійної роботи електромагніта ЕГФ таке значення сили струму варто визнати максимально припустимим. Тому даний параметр можна розглядати як функціональне обмеження. На рис. 19 показані результати розрахунків переміщення клапана і голки при зміні  $\tau_{ф}$ . Повне переміщення клапана керування форсунки забезпечується при  $\tau_{ф} > 0,17$  мс. У діапазоні зміни  $\tau_{ф}$  від 0,15 до 0,19 мс робота форсунки характеризується повним переміщенням голки. Подальше зростання  $\tau_{ф}$  викликає зменшення переміщення голки, що пов'язане з явищем відскоку клапана керування від упора–обмежувача ходу. Описаний характер переміщення клапана і голки пояснює форми кривих характеристик зміни витрати палива на керування та циклову подачу залежно від тривалості форсованого імпульсу  $\tau_{ф}$ .

За результатами розрахунків можна зробити висновок, що для оптимізованої ПА упорскування палива забезпечується при тривалості форсованого імпульсу 0,09–0,21 мс.

Залежність циклової подачі палива від тривалості  $\tau_{ф}$  для ПА визначена при фіксованому значенні часу утримання  $\tau_{ут}$  (рис. 20). Величина  $\tau_{ф}$  у вхідних даних змінюється в межах від 0,15 до 0,45 мс. На режимі холостого ходу двигуна, коли тиск  $p_{ак}$  не перевищує 30 МПа, упорскування палива забезпечується додаванням до форсованого імпульсу фази утримання тривалістю не менш  $\tau_{ут} = 0,2$  мс.

У розділі представлено результати вибору параметрів паливного насоса високого тиску для акумуляторної ПА дизеля ДТНА. Для досліджуваного насоса прийнята рядна схема компоновання. При цьому забезпечується рівномірність подачі й моменту в приводі ПНВТ, зручне компоновання на дизелі, а також можливість використання існуючого вітчизняного обладнання при впровадженні у виробництво. Обрано кількість насосних секцій, діаметр і максимальне переміщення плунжерів, що забезпечує необхідний рівень тиску  $p_{ак}$  при заданій витраті крізь форсунки.

Для проведення вибору параметрів насоса в роботі використана модель, яка є складовою частиною математичної моделі процесу паливоподачі.

При математичному моделюванні процесів в ПНВТ прийнято ряд припущень. Паливо нагнітається через трубопровід в кінцевий об'єм – акумулятор, що описано аналогічно паливним каналам високого тиску як одновимірний трубопровід з заданими довжинами ділянок, внутрішнім й зовнішнім діаметрами.

Задача руху палива в такому трубопроводі вирішується методом Д'Аламбера. Витрати палива з акумулятора задаються за допомогою жиклера з постійним ефективним прохідним перерізом. Витоки палива крізь зазори у плунжерних парах не враховуються. У моделі складено рівняння об'ємного балансу для надплунжерної порожнини, з урахуванням стисливості палива і є аналогічним рівнянню (2). Рівняння руху плунжерів, клапанів аналогічні рівнянням, що традиційно використовують для моделювання переміщення елементів паливної апаратури.

Критеріями при обранні числа насосних секцій є амплітуда коливань тиску у паливному акумуляторі  $\Delta p_{ак}$  та зміна крутного моменту  $M_{кр}$  на валу ПНВТ. Результат моделювання при  $p_{ак} = 100$  МПа показав, що коливання  $\Delta p_{ак}$  складають 6–7 МПа при обранні трьох насосних секцій. Використання ПНВТ з однією насосною секцією призводить до зростання  $\Delta p_{ак}$  до 51 МПа. Аналіз отриманих результатів розрахункового дослідження дозволяє зробити висновок про доцільність застосування трьох насосних секцій ПНВТ.

Після вибору схеми й кількості насосних секцій ПНВТ, задача підвищення ефективності використання насоса розв'язується шляхом визначення діаметра і ходу плунжера, що забезпечують найнижчі витрати потужності на привід насоса при заданих величинах тиску  $p_{ак}$  й витрати палива. Попередні розрахунки показали, що діаметр плунжера  $d_{пл}$  слід шукати в діапазоні 6–9 мм. Максимальний хід плунжера слід обирати з діапазону 5,5–7,5 мм. З використанням сіток Соболя І.М. отримані вектори 64 пробних точок у прийнятій площині двох параметрів – діаметра й максимального переміщення плунжера.

При обраному способі регулювання, коли  $p_{ак}$  встановлюється регульовальним скиданням палива з акумулятора, подача ПНВТ повинна бути більшою, ніж витрати палива через форсунки. Така умова записується наступним чином:

$$Q_{пнвт} \geq \sum_{i=1}^{i_f} (q_{\delta_i} + q_{z_i}) \cdot n_{пнвт} \geq 1, \text{ де } Q_{пнвт} \text{ – подача ПНВТ (м}^3\text{/цикл); } n_{пнвт} \text{ – частота}$$

обертання вала насоса;  $i_f$  – кількість форсунок. У безрозмірній формі, дану умову можна записати у вигляді:  $Kr = Q_{пнвт} / Q_{\delta} - 1$ . В такому разі ефективними слід вважати параметри ПНВТ, які забезпечують мінімальне значення  $Kr$ . При розв'язанні даної задачі витрати потужності визначені за допомогою безрозмірного критерію  $Kn$ , величина якого для зафіксованого режиму роботи дизеля складає  $Kn = N_{пнвт} / N_e$ , де  $N_{пнвт}$  – потужність, що витрачається на привід насоса;  $N_e$  – ефективна потужність дизеля. Очевидно, необхідно мінімізувати  $Kr$  й  $Kn$ . В такому разі необхідно шукати компроміс.

На рис. 21 показано положення ефективних точок в площині критеріїв ( $Kr$ ,  $Kn$ ). В кожній з цих точок ефективність роботи ПНВТ згідно критеріїв ( $Kr = 0,23\text{--}0,75$ ;  $Kn = 0,024\text{--}0,083$ ) значно покращується порівняно з точкою 1 ( $Kr = 0,79$ ;  $K_q = 0,3$ ), що відповідає вихідному набору параметрів ПНВТ. З вказаних точок, що знаходяться на компромісній кривій, можна виділити точку 13, в якій параметри приймають значення  $d_{nn} = 7,783$  мм и  $k_h = 1,004$ . Потужність на привід ПНВТ дорівнює 2,73 кВт, подача насоса перевищує витрати через фор-

сунки в 1,23 рази, а тиск  $p_{ак}$  згідно прийнятих умов чисельного експерименту досягає максимального значення 117 МПа.

На відміну від ПНВТ ПА безпосередньої дії з механічним регулятором, у насосі для акумуляторної ПА переміщення плунжерів забезпечується обертанням ексцентрика, встановленого на валу насоса на голкових підшипниках. Насосні секції мають дезаксаж, що дозволяє знизити момент, що перекошує плунжер у втулці.

Експериментально визначено, що час з початку запуску двигуна ( $p_{ак} = 0$ ) до виходу на рівень  $p_{ак}$  на режимі холостого ходу складає  $1,84 \pm 0,15$  с.

Регулювання продуктивності ПНВТ й тиску в акумуляторі  $p_{ак}$  відбувається зміною початку активного ходу плунжера насоса та за допомогою електромагнітного клапана, встановленого в акумуляторі. Такий комбінований спосіб дозволяє знизити витрати потужності на привід ПНВТ. На характеристичній карті (рис. 22) показано, що отримати максимальну для даного ПНВТ величину  $p_{ак} = 120$  МПа можливо тільки при максимальній продуктивності насоса ( $h_p = 14$  мм). У випадку  $p_{ак} < 60$  МПа доцільно знизити продуктивність шляхом зміни величини  $h_p$  положення рейки насоса і, тим самим, зменшити витрати потужності на привід ПНВТ.

**У шостому розділі** описані проведені здобувачем дослідження з визначення ефективності використання акумуляторної ПА з обраними параметрами для організації упорскування палива у камеру згоряння високообертового одноциліндрового дизеля 1ДТНА (1С8,8/8,2) КП ХКБД. Особливостями конструкції дизеля 1ДТНА є: чотириклапанна головка циліндрів з двома впускними та двома випускними клапанами; центральне положення форсунки, що спрощує задачу забезпечення ефективного упорскування у нерозділену камеру згоряння. Привід ПНВТ забезпечується відбором потужності з колінчастого вала двигуна. Під час досліджень визначались тиск у циліндрі дизеля (датчик AVL 8QP505cs), тиск палива перед форсункою (датчик Т6000) та інші параметри за допомогою штатних датчиків мікропроцесорної системи керування, що використовує контролер М269-3 ОАО «КАСКОД-ЕЛЕКТРО» (м. Санкт-Петербург). Додатково під час випробувань визначався рівень шуму (згідно ГОСТ 12.1.026–80). Розроблений здобувачем спільно із співробітниками НВФ «Елон-ТТ», НТУ «ХП», КП ХКБД алгоритм електронного керування дизелем дозволив дослідити вплив одностадійної та двостадійної ПП, тиску упорскування на час пуску, паливну економічність, шум двигуна.

Спроможність за допомогою акумуляторної ПА змінювати характеристику тепловиділення показано на рис. 23. В усіх розглянутих випадках згоряння завершується через 50 град. п.к.в. після ВМТ. Найбільш раціональним з точки зору витрати палива і зниження шуму (рис. 24) є варіант, що відповідає кривій 1 (рис. 23). Цьому варіанту відповідають наступні параметри керуючого сигналу: проміжок між попередньою і основною подачею  $\Delta_{1-2} = 16$  град. п.к.в; кут подачі основної порції палива  $\Theta_2 = 1$  град. п.к.в. після ВМТ. Підвищення тиску упорскування при двостадійній ПП дозволило залишити витрати палива на вказаних режимах на рівні витрат дизеля з ПС безпосередньої дії та одностадійним

упорскуванням. Одночасно використання двостадійної ПП (доля пілотної порції – 30 %) сприяло зменшенню часу холодного пуску двигуна, що, в ідентичних умовах, порівняно з часом пуску дизеля 1ДТНА2 з одностадійною електронною ПП, скоротився на 25 %.

Випробування показали, що питома індикаторна витрата палива дизеля 1ДТНА2 під час використання акумуляторної ПА зменшується на 3–10 %. Такі результати пояснюються скороченням тривалості паливоподачі внаслідок більш інтенсивного зростання тиску упорскування  $p_a$  (рис. 25). А також швидким завершенням паливоподачі в акумуляторній ПА, чого в ПА безпосередньої дії добитися складно. На початковій ділянці упорскування швидкість зростання тиску  $dp_a/d\phi$  в акумуляторній ПА складає 20 МПа/град. п.к.в., що в 4,5 рази більше даного показника в ПА безпосередньої дії. Показані на рис. 25 криві зміни тиску  $p_a$ , отримані під час випробування ПА на безмоторному стенді свідчать, що при ідентичній цикловій подачі та максимальному тиску  $p_a = 100$  МПа тривалість упорскування в ПА безпосередньої дії дорівнює 25 град. п.к.в., а в акумуляторній ПА – 18 град. п.к.в.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлена і вирішена проблема вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля, яка забезпечує гнучке керування параметрами паливоподачі. Рішення даної проблеми сприятиме підвищенню економічних і екологічних показників роботи високообертового дизеля.

У дисертаційному дослідженні отримані наступні основні результати:

1. Запропонована методологія вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури, що включає чотири етапи:
  - на першому етапі розраховуються характеристики паливоподачі з параметрами паливної апаратури, обраними за прототипами, характеристики співставляються з даними експериментального дослідження паливної апаратури на безмоторних стендах, що дозволяє уточнити значення конструктивних і регульовальних параметрів апаратури та емпіричних коефіцієнтів;
  - на другому етапі в ході розрахунково-експериментального дослідження проводиться аналіз впливу параметрів на характеристики паливоподачі, визначаються межі зміни параметрів паливної апаратури, функціональні обмеження, критерії якості;
  - на третьому етапі відбувається пошук оптимальних параметрів елементів акумуляторної апаратури (форсунки, ПНВТ, паливного акумулятора);
  - четвертий етап включає безмоторні та моторні випробування акумуляторної паливної апаратури і дозволяє визначити можливість гнучкого керування процесом паливоподачі у високообертовому дизелі, що забезпечується використанням акумуляторної паливної апаратури з обраними за представленою методологією параметрами.



2. Для розрахунку характеристик упорскування створена математична модель процесу паливоподачі, яка базується на відомих методах моделювання хвильових процесів у гідравлічній частині паливної апаратури, яка відрізняється тим, що:

- при моделюванні враховано зміну пружно-деформованого стану елементів форсунки в процесі паливоподачі, враховано інерційність палива при переміщенні елементів керування, а також сили, що виникають при витисканні палива з малих зазорів і співударяння елементів;
- методика розрахунку магнітного ланцюга швидкодіючого електромагніта клапанного типу доповнена низкою уточнень. Зокрема, врахована неоднорідність магнітного ланцюга, а також магнітний гістерезис й струм Фуко в якорі, вплив потоків розсіювання і магнітне насичення ланцюга.

3. Для уточнення конструктивних і регулювальних параметрів паливної апаратури розроблено метод верифікації, який дозволяє врахувати похибки визначення вихідних даних об'єкта, що моделюється, і похибки експериментально визначених критеріїв адекватності. Верифікація показала, що за обраними критеріями адекватності – цикловій подачі, тиску упорскування, витраті на керування форсункою, деформації мультиплікатора, швидкості переміщення голки і клапана керування похибка моделювання не перевищує 3,5 %.

4. За допомогою математичного та фізичного моделювання досліджені явища, що відбуваються в період паливоподачі в електрогідравлічних форсунках, які оснащені електромагнітним клапаном. А саме – деформація рухомих деталей, співударяння деталей, поширення хвиль тиску, намагнічування-розмагнічування. Визначені параметри, які найбільше впливають на хід даних явищ (діаметр і хід клапана керування, сила попередньої деформації пружини клапана, кут сідла клапана, перетини впускного і відсічного жиклерів камери керування, діаметр і довжина мультиплікатора, діаметр запірною пояска, тиск початку переміщення і хід голки розпилювача, довжина і внутрішній діаметр трубопроводу). Запропоновані рекомендації щодо вибору значень цих параметрів.

5. Запропоновані та обгрунтовані нові додаткові критерії для оцінки якості акумуляторної паливної апаратури: критерій продуктивності та критерій витрати потужності на привід паливного насоса високого тиску. Використання цих критеріїв при пошуку оптимальних параметрів паливної апаратури дозволило досягти величини витрати енергії на створення та підтримку заданого тиску в паливному акумуляторі 2,73 кВт при забезпеченні паливоподачі у чотири циліндри під тиском 120 МПа на режимі номінальної потужності високооборотного дизеля.

6. Сформульовані вимоги до керуючого пристрою електрогідравлічної форсунки, а також запропоновані шляхи досягнення цих вимог:

- для швидкодіючого електромагніта клапанного типу магніторушійна сила повинна бути не менш 70 Н при початковому зазорі між якорем і магнітопроводом 0,15 мм, швидкість переміщення якоря більш 0,2 м/с;
- запропоновано для виготовлення магнітопроводу використати магнітодіеле-

ктрик. Складовими частинами магнітопроводу є в заданих пропорціях магнітом'який, магнітотвердий матеріали і ізолятор;

– обґрунтована можливість створення привода електрогідравлічної форсунки з використанням явища магнітострикції, що проявляється в інтерметалічному з'єднанні Терфенол-Д. Розроблена технологія отримання привода з використанням даного матеріалу. В результаті отримані дослідні зразки привода довжиною 30 мм, що забезпечують переміщення 0,015 мм.

7. Використання розроблених методик проведення експериментальних досліджень акумуляторної паливної апаратури на безмоторних стендах дозволило отримати для мікропроцесорної системи керування високообертним дизелем уточнені характеристичні карти, що визначають залежність циклової подачі від частоти обертання валу ПНВТ, тиску у паливному акумуляторі, параметрів керуючого електричного сигналу – тривалості імпульсу та струму в котушці електромагніта.

8. На етапі вибору оптимальних параметрів акумуляторної паливної системи використано метод дослідження простору параметрів Соболя І.М. и Статнікова Р.Б. В результаті для акумуляторної паливної апаратури дизеля 1ДТНА2 визначені конструктивні і регулювальні параметри, які дозволяють організувати одностадійну або двостадійну паливоподачу при тиску до 120 МПа з мінімальною відстанню між стадіями 0,2 мс.

9. У ході моторних випробувань одноциліндрового дизеля 1ДТНА2 з акумуляторною паливною апаратурою КП ХКБД визначено, що:

- паливна апаратура з обраними параметрами забезпечує мінімальну подачу палива до циліндра високообертного дизеля у кількості 1,5 мм<sup>3</sup> при тиску у паливному акумуляторі 50 МПа і вище та 3 мм<sup>3</sup> при тиску від 25 до 50 МПа, що дозволяє при необхідності використовувати двостадійну паливоподачу на всіх режимах роботи дизеля;
- при організації двостадійної паливоподачі знижено шум робочого процесу дизеля 1ДТНА2 на режимах холостого ходу на 4 дБ.

10. Результати впроваджені:

- у КП ХКБД при створенні акумуляторної паливної апаратури першого вітчизняного високообертного дизеля з електронним керуванням упорскування;
- у ННЦ «ХФТІ» НАН України при створенні електромагнітів для приводу клапанів керування електрогідравлічної форсунки;
- НВФ «Елон-ТТ» при розробці мікропроцесорної системи керування високообертного дизеля;
- у навчальний процес кафедри ДВЗ ХНАДУ при підготовці студентів зі спеціальності 050503 – машинобудування, професійний напрямок – двигуни внутрішнього згоряння.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Врублевский А.Н. Научные основы создания аккумуляторной топливной

системы для быстроходного дизеля: моногр. / А.Н.Врублевский. – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2010. – 216 с.

2. Врублевский А.Н. Выбор схемы и оптимизация параметров аккумулирующей топливной аппаратуры свободно поршневого двигателя / А.Л. Григорьев, А.Н. Врублевский // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 12. – С. 127–132. *Здобувачем проведено оптимізацію параметрів ПА.*

3. Врублевский А.Н. Повышение эколого-экономических показателей автомобильного дизеля путем модификации процесса впрыскивания топлива / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2005. – Вип. 16. – С. 303–305. *Здобувачем виконано аналіз шляхів підвищення еколого-економічних показників дизеля.*

4. Врублевский А.Н. К обоснованию выбора управляющего устройства форсунки дизеля / А.Н. Врублевский, А.И. Воронков, А.В. Денисов // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2005. – Вип. 30. – С. 133–135. *Здобувачем запропоновано використання магнітостриктора для керування упорскування.*

5. Врублевский А.Н. Разработка форсунки с магнитострикционным управлением / А.Н. Врублевский // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2005. – Вип. 17. – С. 45–48.

6. Врублевский А.Н. Повышение давления впрыскивания в топливной системе высокооборотного дизеля при помощи МИД / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2006. – Вип. 32. – С. 50–54. *Здобувачем виконані розрахунки паливоподачі.*

7. Врублевский А.Н. Разработка магнитострикционного привода для интеллектуальной дизельной форсунки / А.Н. Врублевский, А.М. Бовда, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №2. – С. 47–50. *Здобувачем запропоновано використання явища магнітострикції для керування процесом паливоподачі. Розроблена методика і отримані дослідні зразки магнітострикторів.*

8. Врублевский А.Н. Сравнительная оценка норм на дизельное топливо стран СНГ и Евросоюза / А.Н. Врублевский // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2006. – Вип. 18. – С. 114–115.

9. Врублевський О.М. Визначення закону керування електрогідравлічної форсунки / О.М. Врублевський, Є.Ю. Зенкін, Д.Ю. Бородін, В.В. Герасименко // Науковий вісник будівництва. – Харків: Харк. держ. техн. ун-т будівн. та арх-ри, 2006. – Вип. 39.– С. 300–306. *Здобувачем запропоновано алгоритми керування форсункою в залежності від режиму роботи дизеля.*

10. Врублевский А.Н. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.М. Бовда // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2006. – Вип. 19. – С. 138–143. *Здобувачем розроблено математичну модель і методику розрахунку швидкодіючого електромагніта електрогідравлічної форсунки.*

11. Врублевский А.Н. Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы COMMON RAIL / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 20. – С. 75–80. *Здобувачем запропоновано математичну модель електромагніту паливної системи та проведені розрахунки.*

12. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №1. – С. 44 – 52. *Здобувачем запропоновано підхід, що заключається у сумісному моделюванні гідродинамічних процесів, електромагнітних процесів, явищ у схемі керування акумуляторної ПА.*

13. Врублевский А.Н. Датчик для регистрации перемещения мультипликатора электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский, В.И. Вахрушев, А.И. Воронков, А.В. Денисов // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 38. – С. 321–326. *Здобувачем запропоновано метод вимірювання переміщення мультиплікатора, виконана оцінка достовірності вимірювання.*

14. Врублевский А.Н. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов, С.Б. Сафонов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №2. – С. 43–47. *Здобувачем розроблено методику проведення випробування, виконано обробку результатів випробувань.*

15. Врублевский А.Н. Использование параметрической системы T-Flex Cad при проектировании топливной системы ДВС / А.Н. Врублевский, А.Д. Бирина, И.А. Перевозник // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Харьков, 2007. – Вып. 20. – С.116–121. *Здобувачем створено тривимірні параметричні моделі форсунок.*

16. Врублевский А.Н. Принципы организации впрыскивания топлива при помощи электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский, Ф.И. Абрамчук, Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 21. – С. 119–124. *Здобувачем проведені розрахунки, надані рекомендації щодо організації упорскування палива за допомогою електрогидравлічної форсунки.*

17. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 22. – С. 109–117.

18. Врублевский А.Н. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – №2. – С. 91–97. *Здобувачем розроблено методику проведення випробування, проведено обробку результатів випробування.*

19. Врублевский А.Н. Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев,

А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – №1. – С. 91–98. *Здобувачем розроблено метод багатокритеріальної оптимізації ПА з електронним керуванням.*

20. Врублевский А.Н. Разработка и исследование свойств магнитоstrictionного актюатора Терфенолопласт / А.Н. Врублевский, А.И. Воронков, А.М. Бовда // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2008. – Вип. 42. – С. 36–38. *Здобувачем досліджені дослідні зразки актюаторів.*

21. Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы / А.Н. Врублевский // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2008. – Вип. 23. – С. 95–99.

22. Врублевский А.Н. Исследование влияния утечек топлива в электрогидравлической форсунке на параметры впрыскивания / А.Н. Врублевский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – №2. – С. 43–47.

23. Врублевский А.Н. Датчик для измерения перемещения электромагнитного клапана электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2009. – Вип. 24. – С. 109–117.

24. Врублевский А.Н. Этапы эволюции топливоподающей аппаратуры отечественного высокооборотного малолитражного дизеля / С.А. Алехин, А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Харків: НАКУ «ХАІ», 2009. Вип. 9/66. – С. 131–135. *Здобувачем виконані розрахункові та експериментальні дослідження зразків паливної апаратури високооборотного дизеля серії ДТ.*

25. Врублевский А.Н. Результаты испытаний новых материалов для электромагнитов системы топливоподачи дизеля / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.И. Воронков, А.М. Бовда // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2009. – Вип. 46. – С. 126–130. *Здобувачем сформульовані вимоги до електромагнітів системи паливоподачи. Розроблена методика випробування дослідних зразків електромагнітів.*

26. Врублевский А.Н. Перспективы развития топливной аппаратуры для высокооборотного отечественного дизеля / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали 1-ї всеукраїнської науково-технічної конференції. – Первомайськ, 2005. – С. 19–21. *Здобувачем обґрунтовано доцільність упровадження електронного керування паливною апаратурою та вказані шляхи її реалізації.*

27. Врублевский А.Н. Математическая модель для углубленного исследования динамики дизельной форсунки CR / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев // 3-е Луканинские чтения Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов научно-технической конф. – М: МАДИ (ГТУ), 2007. – С. 34–37. *Здобувачем запропонована математична модель процесів, що відбуваються в електрогидравлічній форсунці.*

28. Врублевский А.Н. Математическое и физическое моделирование работы аккумулялирующей топливной аппаратуры дизеля / А.Н. Врублевский, А.В. Де-

нисов // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали 2-ї всеукраїнської науково-технічної конференції. – Первомайськ, 2007. – С. 41–45. *Здобувачем розроблені методики математичного і фізичного моделювання роботи акумуляторної паливної апаратури. Проаналізовано результати моделювання.*

29. Врублевский А.Н. Результаты разработок топливоподающей аппаратуры для высокооборотного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI междунар. науч.-практ. конф.* – Владимир: ВлГУ, 2008, – С. 112–118. *Здобувачем проведено дослідження акумуляторної ПА.*

30. Врублевский А.Н. Решение задачи поиска оптимальных параметров дизельной топливной аппаратуры / А.Н. Врублевский, Ф.И. Абрамчук, А.В. Денисов // *4-е Луканинские чтения Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов научно-технической конф.* – М: МАДИ (ГТУ), 2009. – С. 32–34. *Здобувачем запропоновано метод пошуку оптимальних параметрів паливної апаратури.*

31. Врублевский А.Н. Анализ расхода топлива по прецизионным зазорам электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский // *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали 3-ї всеукраїнської науково-технічної конференції.* – Первомайськ, 2009. – С. 22–24.

## АНОТАЦІЇ

**Врублевський О.М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 2010.

Дисертація присвячена проблемі створення акумуляторної паливної апаратури високообертового дизеля. Розроблений комплекс розрахунково-експериментальних методів динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу акумуляторної паливної апаратури з електрогидравлічною форсункою, що дозволяє прискорити створення принципово нових зразків паливної апаратури і впровадити електронне керування високообертовим дизелем, що забезпечить істотну економію палива, зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами, зменшення шуму роботи двигуна на режимах холостого ходу.

Наведені результати застосування розроблених методів при створенні першої вітчизняної акумуляторної паливної апаратури, за допомогою якої здійснено гнучку зміну характеристики паливоподачі, підвищення тиску упорскування до 120 МПа, стабільне упорскування порцій палива від 1,5 до 55 мм<sup>3</sup>.

*Ключові слова:* високообертовий дизель, процес паливоподачі, акумуляторна паливна апаратура, методологія вибору параметрів, математичне моделювання гідродинамічних і електродинамічних процесів, верифікація матема-

тичної моделі, оптимізація параметрів, магнітострикція.

**Врублевский А.Н. Научные основы выбора параметров аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением для высокооборотного дизеля.** – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, 2010.

В диссертационной работе поставлена и решена научно-техническая проблема, связанная с разработкой научных основ выбора параметров аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением для высокооборотного дизеля на базе использования созданных математических моделей, современных экспериментальных методов, метода многопараметрической многокритериальной оптимизации. Это позволило внедрить топливную аппаратуру, которая обеспечивает гибкое управление параметрами топливоподачи, необходимое для каждого режима работы дизеля.

Решение данной проблемы имеет важное для двигателестроения значение, так как позволит повысить экологические и экономические показатели высокооборотного дизеля.

В диссертационном исследовании предложена методология выбора параметров аккумуляторной топливной аппаратуры, включающая четыре этапа. На первом этапе рассчитываются характеристики ТП с параметрами ТА, выбранной по прототипам. На втором этапе в ходе расчетно-экспериментального исследования проводится анализ влияния параметров на характеристики ТП. На третьем этапе происходит поиск оптимальных параметров элементов аккумуляторной аппаратуры (форсунки, ТНВД, топливного аккумулятора). Четвертый этап позволяет определить возможность гибкого управления процессом ТП в ВОД, который обеспечивается при использовании аккумуляторной ТА с выбранными параметрами.

Для расчета характеристик впрыскивания создана математическая модель процесса топливоподачи, которая отличается тем, что при моделировании учтено изменение напряженно-деформируемого состояния элементов форсунки в процессе топливоподачи, учтена инерционность топлива при перемещении элементов управления, учтены силы, возникающие при вытеснении топлива из малых зазоров и соударении элементов. Методика расчёта магнитной цепи быстродействующего электромагнита клапанного типа дополнена рядом уточнений. В частности, учтена неоднородность магнитной цепи, а также магнитный гистерезис и токи Фуко в якоре, влияние потоков рассеивания и магнитное насыщение цепи.

Для уточнения конструктивных и регулировочных параметров ТА разработан метод верификации, позволяющий учесть ошибки определения исходных данных моделируемого объекта и ошибки экспериментально определенных критериев адекватности.

С помощью математического и физического моделирования исследованы явления, происходящие в период ТП в электрогидравлических форсунках Bosch и КП ХКБД, оснащенных электромагнитным клапаном. А именно – деформация подвижных деталей, соударение деталей, распространение волн давления, намагничивание-размагничивание. Определены параметры, которые в наибольшей мере влияют на ход указанных явлений.

Предложены и обоснованы новые дополнительные критерии для оценки качества аккумуляторной топливной аппаратуры: критерий производительности и критерий расхода мощности на привод ТНВД.

Сформулированы требования, предъявляемые к управляющему устройству электрогидравлической форсунки, а также предложены пути достижения данных требований. Предложено для изготовления магнитопровода использовать магнитодиэлектрик. Составными частями магнитопровода являются в заданных пропорциях магнитомягкий, магнитотвердый материалы и изолятор. Обоснована возможность создания привода электрогидравлической форсунки с использованием явления магнестрикции, проявляющемся в интерметаллическом соединении Терфенол-Д.

На этапе выбора оптимальных параметров аккумуляторной ТА использован метод исследования пространства параметров Соболя И.М. и Статникова Р.Б. В результате для аккумуляторной ТА дизеля 1ДТНА2 определены конструктивные и регулировочные параметры, позволяющие организовать одностадийную или двухстадийную ТП при давлении до 120 МПа с минимальным расстоянием между стадиями 0,2 мс.

В ходе моторных испытаний одноцилиндрового дизеля 1ДТНА2 с аккумуляторной ТА КП ХКБД определено, что топливная аппаратура с выбранными параметрами обеспечивает минимальную подачу топлива в цилиндр высокооборотного дизеля в количестве 1,5 мм<sup>3</sup> при давлении в топливном аккумуляторе 50 МПа и выше и 3 мм<sup>3</sup> при давлении от 25 до 50 МПа, что позволяет при необходимости использовать двухстадийную топливоподачу на всех режимах работы дизеля. При организации двухстадийной ТП снижен шум рабочего процесса дизеля 1ДТНА2 на режимах холостого хода на 4 дБ.

*Ключевые слова:* высокооборотный дизель, процесс топливоподачи, аккумуляторная топливная аппаратура, методология выбора параметров, математическое моделирование гидродинамических и электродинамических процессов, верификация математической модели, оптимизация параметров, магнестрикция.

**Vrublevsky A.M. Scientific bases of parameters choice of accumulating fuel equipment with electronic control for high-speed diesel engine. – Manuscript.**

Thesis for competition of scientific degree of doctor of technical science on specialty 05.05.03 – engines and power plants. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, 2010.

The thesis deals with the problem of accumulating fuel equipment development



for a high-speed diesel engine. There has been developed a complex of experiment-calculated methods of dynamic analysis and optimization synthesis of accumulating fuel equipment with electro fluidic injector that allows to speed up the development of principally new models of fuel equipment and supply the electronic control of the high-speed diesel engine that will provide a considerable fuel saving, a reduction of harmful emissions with exhaust gases as well as noise reduction at engine operation in the idle running mode.

The results of elaborated methods application at the development of the first home accumulating fuel equipment that allowed to implement a flexible change of fuel supply characteristic, injection pressure increase to 120 MPa, a stable injection of fuel portions from 1,5 to 55 mm<sup>3</sup>.

*Key words:* high-speed diesel engine, fuel-supply process, accumulating fuel equipment, method of parameters choice, mathematical modeling of hydrodynamic and electrodynamic processes, mathematic model verification, parameters optimization, magnetostriction.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'B. G. ...', located in the lower right quadrant of the page.