

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Прохоренко Андрій Олексійович



УДК 621.436:681.51

**НАУКОВІ ПРИНЦИПИ РОЗРОБКИ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДИЗЕЛІВ З ЕЛЕКТРО-
ГІДРАВЛІЧНОЮ ПАЛИВНОЮ АПАРАТУРОЮ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор

Марченко Андрій Петрович,
Національний технічний університет “Харківський
політехнічний інститут”, м. Харків, проректор
з наукової роботи, завідувач кафедри двигунів
внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Єпіфанов Сергій Валерійович,
Національний аерокосмічний університет
ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний
інститут”, м. Харків, завідувач кафедри конструкції
авіаційних двигунів

доктор технічних наук, професор

Головчук Андрій Федорович,
Дніпропетровський національний університет
залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна,
м. Дніпропетровськ, професор кафедри теплотехніки

доктор технічних наук, доцент

Лісовал Анатолій Анатолійович,
Національний транспортний університет, м. Київ,
професор кафедри двигунів і теплотехніки

Захист відбудеться „04” квітня 2013 р. о 13⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.13 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” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

Автореферат розісланий „28” лютого 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Осетров О.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. За останні роки відбувся прискорений розвиток технічного рівня дизелів, що виражається в досягненні їх високих питомих потужностей, різкому зниженні токсичності відпрацьованих газів, шуму й витрати палива, підвищенні надійності, збільшенні інтервалів технічного обслуговування. У результаті цього дизелі стали незамінними як енергетичні установки практично для будь-яких цілей і зайняли більше ніж 50%-ву частку ринку силових агрегатів у Європі. Однак, постійне посилення жорсткості екологічних нормативів, що обмежують шкідливий вплив двигунів внутрішнього згоряння на навколишнє середовище, змушує конструкторів цієї галузі шукати шляхи зниження токсичності й рівня шуму дизелів при мінімізації витрати палива ними. Основна роль при цьому приділяється поліпшенню процесу згоряння палива, на який, у свою чергу, значно впливає процес паливоподачі. Як наслідок, для рішення екологічних проблем дизеля необхідне вдосконалювання його паливної апаратури (ПА), що полягає в підвищенні тиску упорскування, забезпеченні можливості регулювання тиску упорскування залежно від режиму роботи дизеля, керуванні характеристикою упорскування, організації багатofазного упорскування, впровадженні електронного керування процесом паливоподачі тощо. Реалізувати ці вимоги дозволяє застосування паливних систем (ПС) з електромагнітним клапанним керуванням. До таких систем відносяться: акумуляторна паливна система (типу Common Rail), паливна система з насос-форсунками, паливні системи з індивідуальними паливними насосами. Крім того, застосування таких систем упорскування вимагає впровадження електронного регулювання.

Через те, що досвід проектування, випробувань, застосування систем паливоподачі з електронним керуванням в Україні невеликий, а досвід розробки традиційної паливної апаратури найчастіше не можна застосувати, наприклад, до акумуляторних паливних систем, виникає ряд науково-практичних проблем. Накопичення досвіду створення паливних систем з електронним керуванням, розробка теоретичних основ проектування компонентів із застосуванням математичного моделювання, оптимізації параметрів паливної апаратури є необхідністю на даному етапі розвитку двигунобудування в нашій країні. Таким чином, проблема створення наукових принципів розробки електронних систем керування дизелів, оснащених електрогідравлічною ПА щодо підвищення їхніх техніко-економічних та екологічних показників є *актуальною*, що й визначило напрямок дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планам, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП». Здобувач, як відповідальний виконавець, проводив дослідження по прикладних держбюджетних НДР МОНмолодьспорт України: „Фундаментальні дослідження фізико-хімічних характеристик процесу згоряння з метою комплексного поліпшення показників паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів автотракторних двигунів” (2006-2008 рр., ДР №0106U001476), “Обґрунтування й вибір елементів конструкції ДВЗ при використанні традиційних й альтернативних палив” (2011-2012 р., ДР №0111U002265), “Інтеграція фізико-хімічних процесів згоряння при сумісному керуванні показниками екологічності, економічності та надійності транспортних ДВЗ” (2012–2014 рр., ДР №0112U000404). Частина досліджень виконувалася за договором про науково-технічне співробітництво між НТУ «ХП» і КП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (м. Харків).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка наукових принципів створення ефективних способів регулювання подачі палива й раціональних алгоритмів автоматичного керування в дизелях для підвищення їхнього технічного рівня шляхом оснащення електрогідравлічною паливною апаратурою.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі теоретичні й практичні завдання:

1. Розробити, сформулювати та систематизувати комплекс методів дослідження для вдосконалення існуючих і розробки перспективних електрогідравлічних паливних систем й електронних систем автоматичного керування дизелів.

2. Обґрунтувати методику синтезу й розробити функціональну схему алгоритму для електронного блоку керування дизеля, оснащеного акумуляторною паливною апаратурою.

3. Розробити комплекс математичних моделей гідродинамічних та механодінамічних процесів, необхідних для проектування й дослідження електрогідравлічних паливних систем і систем електронного керування дизелів.

4. Розвинути наукові методи теорії систем автоматичного регулювання й керування ДВЗ стосовно до дизелів, оснащених електрогідравлічною паливною апаратурою й електронним регулятором.

5. Розробити методику синтезу оптимального алгоритму для електронного регулятора частоти обертання дизеля з акумуляторною системою паливоподачі.

6. Обґрунтувати внесення необхідних конструктивних змін в агрегати паливної апаратури дизеля з електромагнітним керуванням, що дозволяють поліпшити експлуатаційні показники.

Об'єкт дослідження – процеси в системах керування подачею палива дизельних двигунів, оснащених електрогідравлічною паливною апаратурою.

Предмет дослідження – способи й алгоритми керування паливоподачею у дизельному двигуні; параметри гідравлічних й механічних процесів в паливній апаратурі дизельного двигуна з електронним керуванням; параметри перехідних процесів в системах автоматичного регулювання й керування дизельних двигунів.

Методи дослідження. Теоретичні й емпіричні наукові дослідження, проведені в роботі, базуються на загальнонаукових методах системного аналізу й синтезу складних технічних систем. У роботі застосований аксіоматичний підхід до створення теорії й моделювання об'єктів дослідження

на основі дедуктивного принципу.

Для інтегрування диференційних рівнянь, що описують динамічні системи, у дисертації використані: метод характеристик, метод Д'Аламбера та метод Рунге-Кутта. Для ідентифікації чисельних математичних моделей і проведення програмної оптимізації використано метод дослідження простору параметрів на основі сіток Соболя. Для розрахунку реакції динамічних систем на вхідний сигнал, який довільно міняється в часі, використано метод інтеграла Дюамеля. Метод лінеаризації використано для систем рівнянь в часткових похідних.

В експериментальних дослідженнях у ході стендових випробувань двигуна в КП «ХКБД» (м. Харків) використані електронні методи реєстрації параметрів за допомогою АЦП. Обробка й візуалізація результатів експерименту проводилась в середовищах PowerGraph, MATLAB, а також за допомогою спеціальних комп'ютерних програм, створених здобувачем.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі розвитку існуючих і створення нових наукових методів в області теорії ДВЗ, теорії САР, розрахунків гідродинамічних процесів уперше розроблений і сформульований системний комплекс наукових принципів і дослідницьких підходів для рішення актуальної науково-прикладної проблеми розробки й удосконалення систем паливоподачі й керування дизелів, оснащених електрогідравлічною паливною апаратурою.

1. Уперше запропоновано і науково обґрунтовано змішаний, директивно-адаптивний принцип побудови алгоритму для електронного блоку керування подачею палива в дизелі з акумуляторною паливною апаратурою, в якому значення базової матриці коригуються відповідно до показань повної системи датчиків двигуна. Це дозволяє забезпечити потрібну циклову подачу палива в циліндр на усіх сталих і перехідних режимах роботи дизеля за єдиним алгоритмом, що істотно спрощує керування дизелем. Виходячи з класичних положень теорії ДВЗ, визначені варіанти систем датчиків, що задовольняють умові повноти визначення стану дизеля.

2. Одержали розвиток методи теорії систем автоматичного регулювання і керування ДВЗ в сфері застосування електронних регуляторів для дизелів, оснащених електрогідравлі-

чною паливною апаратурою. Зокрема, на основі аналізу фізичних процесів в об'єкті регулювання і із застосуванням методу лінеаризації, уперше одержані:

- диференціальні рівняння динаміки дизеля з акумуляторною паливною системою як об'єкту регулювання;

- диференціальні рівняння САР частоти обертання дизеля з акумуляторною паливною системою і електронним регулятором.

Диференціальні рівняння склали основу для проведення аналізу динамічних характеристик САР, що включає дизель з автономним турбонаддувом, або без наддуву.

3. Уперше для моделювання перехідних процесів дизеля запропоновано використати власні форми вільних коливань САР високого порядку і інтеграл Дюамеля. Такий підхід, ґрунтований на візуалізації і оптимальному керуванні спектром вказаних коливань, спрощує аналіз стійкості САР, а також, на відміну від відомих методів, дозволяє визначати зону стійкості, оптимізувати швидкодію і коливальність системи при синтезі САР будь-якого порядку.

4. Одержали подальший розвиток математичні моделі і методи динамічного аналізу агрегатів паливної апаратури дизелів:

- уперше теоретично обґрунтовано, що при моделюванні грибоквого керуючого клапана необхідно враховувати додаткову гідравлічну силу, яка виникає в його каналі при перетіканні палива і істотно впливає на працездатність;

- уперше виконаний аналіз математичної моделі електрогідравлічної форсунки і доведено, що, на відміну від гідромеханічної форсунки, динамічні процеси відрізняються стійкістю. Ця якість визначає можливість використання електрогідравлічних форсунок без жорсткого обмеження підйому голки.

Практична цінність одержаних результатів. За рахунок впровадження у практику запропонованих наукових принципів реалізовані такі новації, які мають важливе значення для розвитку галузі двигунобудування України:

1. Розроблено, виходячи з положень теорії ДВЗ, методик синтезу алгоритму роботи електронного блоку керування дизеля з електрогідравлічною акумуляторною паливною системою, яка може бути застосована при створенні й доведенні сучасних конструкцій дизелів.

2. На основі чисельного й аналітичного математичного моделювання дизеля з акумуляторною паливною системою, як об'єкта керування, запропоновані сучасні методичні підходи до синтезу електронного регулятора частоти обертання, що дозволило значно скоротити витрати часу й ресурсів при доведенні дизеля 1ДТНА (Ч8,2/8,8).

3. Розроблено функціональну схему паливного насоса високого тиску (ПНВТ) для акумуляторної паливної системи дизеля, яка дозволяє значно знизити приводну потужність насоса на часткових режимах роботи дизеля.

4. Запропоновано вдосконалення конструкції керуючого клапана для електрогідравлічної паливної апаратури дизеля, що дозволяє забезпечити широку зону його працездатності.

5. На основі фізико-математичного аналізу гідродинамічних процесів в електрогідравлічній форсунці (ЕГФ) одержані раціональні значення її конструктивних параметрів: відносної площі прохідного перетину жиклерів камери керування, відносної площі поперечного переріза мультиплікатора запирання й інших, які можуть бути прийняті на початковому етапі проектування нових конструкцій акумуляторної паливної апаратури дизелів.

6. Розроблено й програмно реалізовано комплекс математичних моделей гідромеханічних пристроїв паливної апаратури дизелів з електронним керуванням, необхідний для її проектування й дослідження. Комплекс включає такі моделі: електрогідравлічної форсунки й ПНВТ акумуляторної паливної системи; насос-форсунки з електромагнітним керуванням; гідромеханічної паливної системи з електромагнітним керуванням ПНВТ.

Результати, одержані в дисертації, впроваджені в практику науково-дослідницьких і дослідно-конструкторських робіт у КП «ХКБД» (м. Харків), передані до використання при

проектуванні й виробництві електрогідравлічної паливної апаратури на підприємства: НВП «Т.О.Р.» (м. Харків), КБСД ДП «Завод ім. Малишева» (м. Харків), а також використовуються при проведенні навчального процесу й наукових досліджень на кафедрі двигунів внутрішнього згорання НТУ «ХП».

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

- теоретичне обґрунтування й розробка концепції необхідності регулювання подачі палива ПНВТ акумуляторної паливної системи;
- теоретичні основи, базовий функціонал і структурна схема алгоритму електронного керування дизелем з акумуляторною паливною системою;
- методика синтезу базових матриць для електронної системи керування дизеля;
- диференціальне рівняння динаміки дизеля з акумуляторною паливною системою як об'єкта регулювання;
- диференціальне рівняння роботи електронного регулятора дизеля з акумуляторною паливною системою;
- диференціальні рівняння й регуляторні характеристики роботи САР дизеля з акумуляторною паливною системою й електронним регулятором;
- комплекс математичних моделей паливних систем дизеля з електромагнітним клапанним керуванням;
- математична модель динаміки САР дизеля з акумуляторною паливною системою;
- результати теоретичного дослідження й практичні підходи до вдосконалення конструкції керуючого клапана, розвантаженого від дії гідравлічних сил;
- методика розрахунку й результати аналітичних досліджень з вибору раціональних значень основних конструктивних параметрів ЕГФ;
- результати обробки всіх експериментальних даних, представлених у роботі.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися на: Науково-технічній конференції “Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення” (м. Миколаїв, 2007 р.); Міжнародній конференції “Двигатель-2007” (м. Москва, Росія, 2007 р.); Міжгалузевій науково-технічній конференції “Актуальные проблемы развития поршневых ДВС” (м. Санкт-Петербург, Росія, 2008 р.); II и III Університетських науково-практичних студентських конференціях магістрантів НТУ “ХП” (м. Харків, 2008–2009 рр.); Міжнародній науково-технічній конференції “Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье” (м. Харків, 2010 р.); Міжнародній науковій конференції “Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB” (м. Харків, 2011 р.); XII–XVII Міжнародних конгресах двигунобудівників (Рибаче, 2007–2012 рр.).

Публікації. Основні результати дисертації відображені у 26 наукових працях, з яких 21 опублікована в наукових фахових виданнях України, 5 – у матеріалах конференцій.

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків, додатків. Загальний обсяг дисертації складає 317 сторінок, з них 95 рисунків за текстом, 3 рисунки на 3 окремих сторінках, 4 таблиці за текстом, 1 додаток на 9 сторінках, список використаних джерел з 148 найменувань на 16 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі надано загальну характеристику роботи, розкрито сутність і стан наукової проблеми, обґрунтовано актуальність розглянутої теми, сформульовано мету, основні завдання дослідження та шляхи їх вирішення. Також наведено наукову новизну дисертації, практичну цінність одержаних результатів, особистий внесок здобувача в роботу.

У першому розділі розглянуті перспективи вдосконалювання паливних систем дизелів з погляду світового досвіду двигунобудування, наведені загальні вимоги до сучасної паливної апаратури, спрямовані на забезпечення зниження токсичності й рівня шуму двигуна при збереженні його паливної економічності, проаналізовані проблеми, з якими зіштовху-

ються проектувальники й дослідники електрогідравлічної паливної апаратури, а також позначена область проведення дослідження.

Дизельна паливна апаратура та регулятор частоти обертання колінчастого вала мають різноманітне конструктивне виконання й принцип дії, однак, виходячи з найбільш широкого застосування, можуть бути класифіковані в такий спосіб: паливна апаратура – гідромеханічна, електрогідравлічна; регулятор – механічний, електронний.

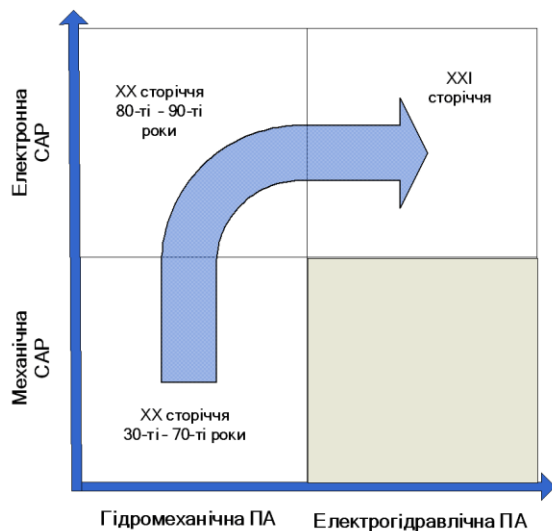


Рис. 1. Схема еволюції способів керування дизелем

У XX сторіччі розвиток теорії автоматичного регулювання двигунів внутрішнього згоряння мав місце в працях відомих учених М.А. Айзермана, В.А. Бесекерського, В.А. Боднера, А.А. Воронова, Н.Н. Іващенко, А.М. Каца, Н.І. Кринецького, Е.П. Попова, М.І. Циркіна й інших. У результаті сформувалася високорозвинена наука зі школами професорів О.А. Грунауера, К.Є. Долганова, В.І. Крутова. Подальшого розвитку в області електронних регуляторів, застосовуваних у сукупності з гідромеханічною ПА, теорія САР ДВЗ дістала у роботах учених А.Ф. Головчука, І.Д. Долгіх, А.А. Лісовала, В.А. Маркова, Ф.І. Пінського. Теорія САР ДВЗ відносно дизелів, оснащених системами з електрогідравлічною ПА, дотепер знаходиться в стадії розвитку. Тому, областю дослідження дисертації є сучасна система керування дизеля, що складається з електрогідравлічної ПА й електронної САР.

Докладно розглянутий конструктивний состав, проаналізовані переваги й недоліки сучасних паливних систем дизелів: індивідуальних ПНВТ і насос-форсунок з електромагнітним керуванням, акумуляторних систем типу Common Rail. При їхній розробці, доведенні, удосконаленні й дослідженні вчені й конструктори в області двигунобудування зіштовхуються з низкою серйозних технічних проблем. Серед них відзначені такі: теорія електронних САР у ДВЗ знаходиться в стадії становлення, а дослідження й синтез електронних регуляторів частоти обертання дизеля не мають певної системності; при підтримці заданого рівня тиску палива в акумуляторній системі паливподачі має місце надлишкова витрата енергії на стиск палива у ПНВТ; методи вибору конструктивних параметрів електрогідрокерованих форсунок для промислового проектування потребують суттєвого вдосконалення; при дії високого тиску палива на площу робочої поверхні керуючих дозуванням палива клапанів виникають значні сили, що порушують нормальну роботу цього пристрою; застосовувані в електронних блоках керування (ЕБК) дизелів алгоритми є промисловими секретами двигунобудівних фірм і не публікуються в наукових виданнях.

Аналіз проблем математичного моделювання процесу паливподачі в системах з електромагнітним керуванням показав, що до теперішнього часу використовуються відомі методи розрахунку для гідромеханічної паливної апаратури І.В. Астахова, Т.Ф. Кузнецова,

Наведена на рис. 1 матриця відображає можливі комбінації типів ПА й регуляторів, де кожному із квадрантів, пересічених стрілкою напрямку розвитку, відповідає певне сполучення типів систем. При цьому, використання електрогідравлічної ПА в парі з механічним регулятором на сучасному етапі

розвитку науки й технологій недоцільно, оскільки сполучено з невиправданими складностями перетворення механічного сигналу в електричний. Таким чином, простежується чіткий еволюційний шлях від появи гідромеханічної ПА до вдосконалення й поширення електрогідравлічної ПА на цей час.

Б.Н. Файнлейба, Ю.Я. Фоміна, які добре зарекомендували себе на практиці. Однак, використати їх без модернізації для розрахунку систем з електронним управлінням упорскування неможливо. Це пояснюється тим, що змінюється сам принцип керування процесом, тому що ініціатором його початку є вже не наповнююча кромка плунжера, а незалежний електромагнітний клапан.

У практиці світового двигунобудування використовуються програмні комплекси для моделювання роботи ПА з електронним керуванням, розроблені провідними консалтинговими інжиніринговими фірмами: програмний продукт HYDSIM фірми AVL (Австрія); GT-SUITE фірми Gamma Technologies Inc. (США); модуль розрахунку ПА фірми Ricardo; «ВПРЫСК» вчених МДТУ ім. Баумана (Росія); програмний комплекс AMESim компанії LMS International (Бельгія) та ін. Однак, перелічені математичні інструменти розроблені за кордоном, мають високу вартість й інтелектуальний захист, і тому застосування їх у вітчизняній практиці двигунобудування проблематично.

Враховуючи вищевикладене, зроблений висновок, що для виконання поставлених у роботі задач необхідно створити комплекс математичних моделей роботи усіх типів сучасної ПА з електрогідравлічним керуванням.

Важливим вузлом акумуляторної паливної системи дизеля є ПНВТ, який призначений для нагнітання палива в гідраакумулятор. Отже, такий насос є гідравлічною машиною, що забезпечує задану об'ємну подачу палива в систему. Цим визначається його корінна функціональна відмінність від ПНВТ паливної системи безпосередньої дії, тобто розробка й проектування таких агрегатів є новацією в області двигунобудування.

Спроби використати в якості ПНВТ насос системи безпосередньої дії призводять до виникнення ряду проблем: 1) такі ПНВТ призначені для створення «пікового» характеру зміни тиску палива при нагнітанні, з низьким рівнем залишкового тиску в трубопроводі, що призводить до виникнення значного коливання тиску в гідраакумуляторі; 2) навіть при застосуванні нагнітального клапана традиційний ПНВТ має значну залежність подачі від протитиску в гідраакумуляторі; 3) спроба вирішити проблему 2 шляхом настроювання системи на максимальну необхідну подачу при максимальному протитиску призводить до збільшення потужності механічних втрат на привод насоса, що особливо негативно проявляється на часткових режимах.

Зроблено висновок, що питання проектування ПНВТ для акумуляторної системи паливоподачі дизеля вимагає спеціальних конструктивних і технічних рішень. Зовнішня характеристика подачі ПНВТ (при максимальному середньому ефективному тиску дизеля) і характеристика подачі холостого ходу для акумуляторної паливної апаратури високообертового дизеля серії ДТНА (ЧН8,8/8,2), одержані розрахунково-експериментальним шляхом і наведені на рис. 2. Ці характеристики обмежують поле необхідних подач ПНВТ акумуляторної системи. На рис. 2 нанесені дійсні характеристики подачі, створювані досліджуваним насосом при різних значеннях тиску палива в акумуляторі $p_{ак}$. Дійсні витратні характеристики такого ПНВТ не є раціональними, тому що в деяких випадках дійсна подача

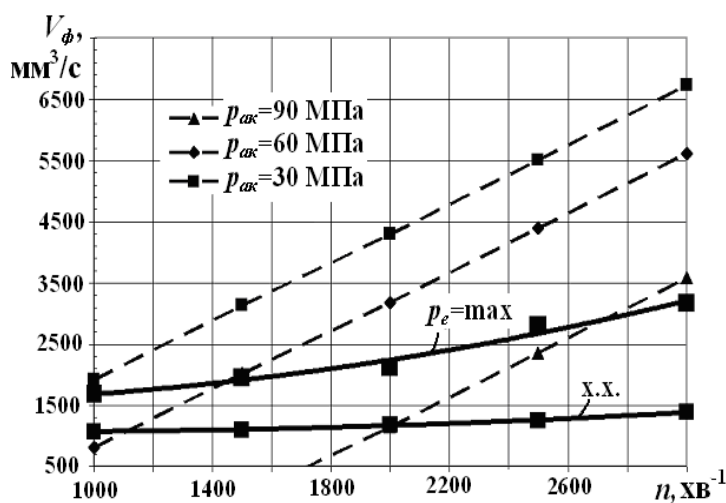


Рис. 2. Характеристики подачі ПНВТ:
 — потрібні; ---- дійсні

характеристика подачі холостого ходу для акумуляторної паливної апаратури високообертового дизеля серії ДТНА (ЧН8,8/8,2), одержані розрахунково-експериментальним шляхом і наведені на рис. 2. Ці характеристики обмежують поле необхідних подач ПНВТ акумуляторної системи. На рис. 2 нанесені дійсні характеристики подачі, створювані досліджуваним насосом при різних значеннях тиску палива в акумуляторі $p_{ак}$. Дійсні витратні характеристики такого ПНВТ не є раціональними, тому що в деяких випадках дійсна подача

перевищує необхідну для забезпечення зовнішньої швидкісної характеристики в 2 і більше рази.

Показано, що при підвищенні тиску в акумуляторі $p_{ак}$ подача насоса падає відповідно до виразу

$$B_f = \rho \cdot S_{A\bar{A}} \cdot F_f (1 - \alpha_{не} \cdot p_{\bar{a}\bar{e}}) n' z', \quad (1)$$

де B_H – масова подача палива за одиницю часу; ρ – густина палива; $S_{A\bar{A}}$ – активний геометричний хід плунжера; F_f – площа плунжера; $\alpha_{сж}$ – коефіцієнт стискальності палива; n' – частота обертання вала насоса; z' – кількість робочих секцій насоса.

З виразу (1) випливає, що при збільшенні циклової подачі за інших рівних умов тиск в акумуляторі $p_{ак}$ (тиск упорскування) буде знижуватися. Компенсувати втрати $p_{ак}$ можна примусовим регулюванням за допомогою наведених вище параметрів $S_{A\bar{A}}$, n' , z' .

Таким чином, у першому розділі дисертації на підставі виконаного аналізу підтверджена перспективність роботи зі створення наукових принципів розробки електронних систем керування дизелів, оснащених електрогідравлічною ПА із застосуванням математичного моделювання й оптимізації параметрів.

Другий розділ присвячено розробці алгоритму електронного керування дизельним двигуном. На базі класичних положень теорії ДВЗ встановлено однозначний зв'язок між значеннями вхідних сигналів – інформацією, що надходить від датчиків, і вихідних сигналів – керуючих імпульсів на виконавчі механізми.

На основі аналізу, виконаного з використанням методів теорії ДВЗ, доведено, що на основних робочих режимах дизеля тривалість керуючого імпульсу на електромагніт форсунки, від якого залежить величина циклової подачі, визначається базовим функціоналом

$$\tau_{\bar{a}\bar{o}} = f \left(\min \left\{ \hat{A}_{\bar{o}}^{i\bar{a}\bar{o}}; (\hat{A}_{\bar{o}} + \Delta \hat{A}_{\bar{o}}^{i\bar{o}\bar{e}}) \right\}; \delta_{\bar{a}\bar{e}}^{\bar{a}} \right) \times K_{\delta i i} \times K_V \times K_{\delta \bar{a}\bar{a}} \times K_{U12}, \quad (2)$$

де $B_{\bar{o}} = f_1(n; X)$ – базова матриця циклової паливоподачі; $\hat{A}_{\bar{o}}^{i\bar{a}\bar{o}} = f_2(p_s, T_s)$ – величина циклової паливоподачі, обмежена ділянкою негативної корекції; $\Delta \hat{A}_{\bar{o}}^{i\bar{o}\bar{e}} = f_3(T_{i\bar{o}\bar{e}}, n)$ – абсолютне збільшення циклової подачі палива для подолання механічних втрат непрогрітого двигуна; $K_{mon} = f_4(t_{mon})$ – коефіцієнт відносної зміни об'ємної циклової подачі залежно від температури палива; K_V – коефіцієнт відключення паливоподачі при гальмуванні двигуном ($K_V = 0$ при $X = 0$ й $n > n_{min}$); K_{peg} – коефіцієнт відключення паливоподачі при перевищенні номінальної частоти обертання ($K_{peg} = 0$ при $n > n_{max}$); $K_{U12} = f_5(U)$ – коефіцієнт відносної зміни циклової подачі при зміні напруги живлення електромагніта форсунки; $\delta_{\bar{a}\bar{e}}^{\bar{a}}$ – дійсний тиск палива в акумуляторі (показання датчика тиску палива); X – показання датчика положення органа керування паливоподачею (педаль, важеля або ін.); n – показання датчика частоти обертання колінчастого вала, U – напруга живлення бортової електричної мережі, t_{mon} – температура палива в акумуляторі, $T_{охл}$ – температура охолоджуючої рідини.

Одержані однозначні функціональні співвідношення для знаходження поточних значень перерахованих попередніх і поправочних величин виходячи із класичних положень теорії ДВЗ.

Базовий функціонал (2) і методики визначення вхідних у нього функцій покладені в основу алгоритму електронного блоку керування дизелем з акумуляторною паливною апаратурою й електрогідравлічними форсунками, структурна схема якого наведена на рис. 3.

На схемі зафарбованими квадратами позначений повний набір датчиків, що входять до складу системи. У цей набір, крім вище визначених позначень, входить сигнал датчика Холу на розподільному валу F , що є синхронізуючим й однозначно визначає положення колінчастого вала відносно ВМТ в 1-ому циліндрі. Штриховими лініями на схемі обведені блоки-субпрограми визначення окремих факторів: K_V , K_{peg} і тактового моменту часу T_i подачі керуючого сигналу на електромагніт форсунки i -того циліндра.

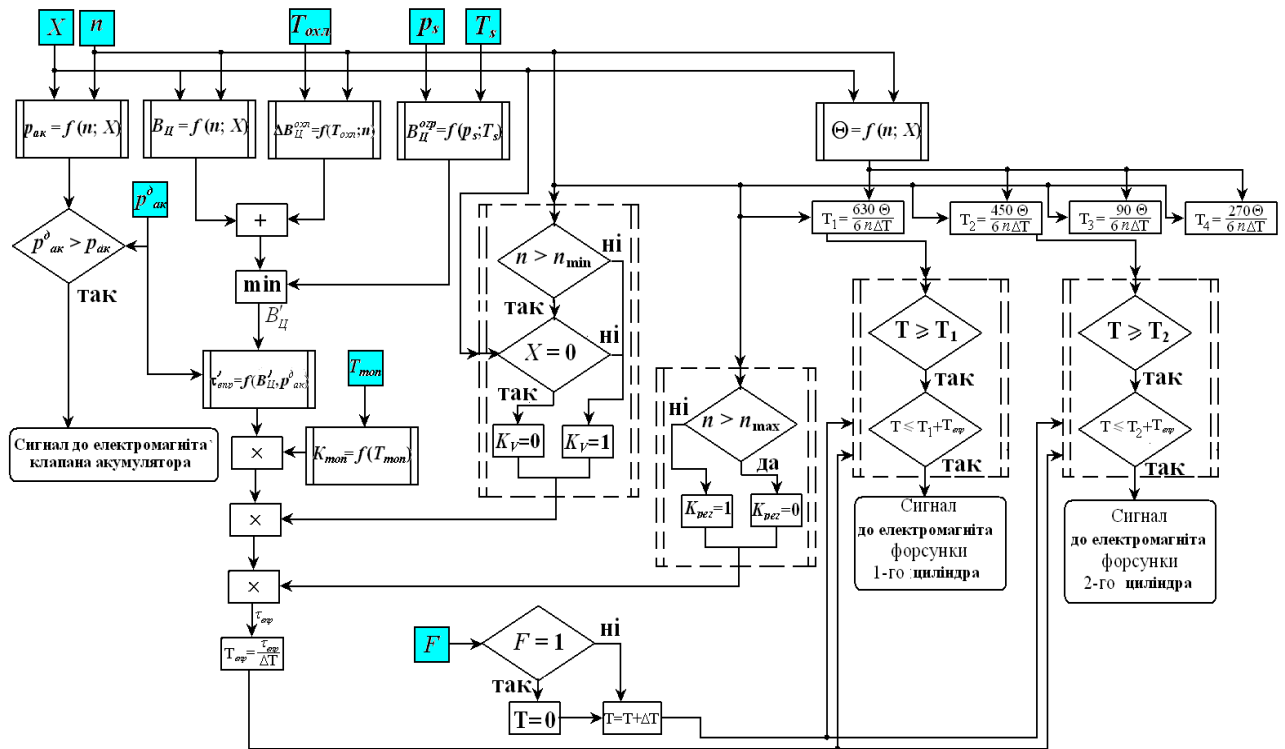


Рис. 3. Структурна схема алгоритму керування паливopoдaчею

У *третьому розділі* викладене рішення питань, пов'язаних з розвитком наукових методів теорії САР ДВЗ в області застосування електронних регуляторів й акумуляторної електрогидравлічної ПА.

Необхідність виконаного аналізу базується на тому, що функціональна схема дизеля з акумуляторною системою паливopoдaчі має істотну відмінність від традиційної – до неї входить елемент у вигляді паливного акумулятора, що має власні динамічні властивості. Для підбора параметрів, настроювання й оптимізації електронної САР раціонально мати можливість чисельного моделювання її динамічних характеристик – перехідних процесів, що виникають у результаті появи різних впливів, що збурюють. У дисертації на основі рівнянь руху колінчастого вала та балансу витрат у гідроакумуляторі одержана система диференціальних рівнянь, що описує динаміку дизеля без наддуву з акумуляторною ПС як об'єкта регулювання:

$$\left. \begin{aligned} T_A \frac{d\varphi}{dt} &= x - k_A \varphi + \theta_p \rho - \theta_f \alpha; \\ T_{A\hat{E}} \frac{d\rho}{dt} &= k_\varphi \varphi - x - k_p \rho - \theta_f f. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Тут T_A – постійна часу власно двигуна; k_A – коефіцієнт самовирівнювання; θ_p – коефіцієнт підсилення по тиску палива в акумуляторі; θ_n – коефіцієнт підсилення по навантаженню; T_{AK} – постійна часу акумулятора; k_φ – коефіцієнт підсилення по кутовій швидкості колінчастого вала; k_p – коефіцієнт самовирівнювання акумулятора; θ_f – коефіцієнт підсилення по сигналу керування клапаном акумулятора; φ , x , ρ , α , f – відносні безрозмірні координати, відповідно, по частоті обертання колінчастого вала, тривалості керуючого сигналу, тиску палива в акумуляторі, навантаженню й сигналу керування клапаном акумулятора.

Виключивши внутрішню координату ρ , можна перейти до єдиного диференціального рівняння:

$$A_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + A_1 \frac{d\varphi}{dt} + A_0\varphi = B_1 \frac{dx}{dt} + B_0x - C_1 \frac{d\alpha}{dt} - C_0\alpha - D_0f, \quad (4)$$

де має місце заміна констант: $A_0 = k_p k_A - \theta_p k_\varphi$; $A_1 = k_p T_A + k_A T_{A\hat{E}}$; $A_2 = T_{A\hat{E}} T_A$;

$$B_0 = k_p - \theta_p; B_1 = T_{\dot{A}\dot{E}}; C_1 = T_{\dot{A}\dot{E}}\theta_i; C_0 = k_p\theta_i; D_0 = \theta_p\theta_f.$$

Одержане рівняння має другий порядок, на відміну від відомого диференціального рівняння динаміки поршневого двигуна, яке має перший порядок.

Запис системи рівнянь в операторній формі дозволив одержати передатні функції елементів:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{x}{(T_{\dot{A}}p + k_{\dot{A}})} + \frac{\theta_p \rho}{(T_{\dot{A}}p + k_{\dot{A}})} - \frac{\theta_i \alpha}{(T_{\dot{A}}p + k_{\dot{A}})} = Y_{\dot{A}}^x + Y_{\dot{A}}^{\rho} - Y_{\dot{A}}^{\alpha}; \\ \rho &= \frac{k_{\varphi} \varphi}{(T_{\dot{A}\dot{E}}p + k_p)} - \frac{x}{(T_{\dot{A}\dot{E}}p + k_p)} - \frac{\theta_f f}{(T_{\dot{A}\dot{E}}p + k_p)} = Y_{\dot{A}\dot{E}}^{\varphi} - Y_{\dot{A}\dot{E}}^x - Y_{\dot{A}\dot{E}}^f \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

і побудувати структурну схему об'єкта, представлену на рис. 4. Тут $Y_{\dot{A}}^x, Y_{\dot{A}}^{\rho}, Y_{\dot{A}}^{\alpha}, Y_{\dot{A}\dot{E}}^{\varphi}, Y_{\dot{A}\dot{E}}^x, Y_{\dot{A}\dot{E}}^f$ –

передатні функції, відповідно, двигуна (по керуючому імпульсу на форсунку, по тиску, по навантаженню) і акумулятора (по частоті обертання колінчастого вала, по керуючому імпульсу на форсунку, по сигналу на електромагніт акумулятора).

Користуючись аналогічною методикою, одержане рівняння динаміки дизеля з автономним турбонаддувом як об'єкта регулювання. Воно відрізняється від рівняння (4) третім порядком, але, оскільки зміна тиску наддуву є внутрішньою координатою, то згорнута функціональна схема дизеля як з наддувом, так і без нього ідентичні.

Як відомо, в якості електронних регуляторів у всіх областях техніки найбільше застосування дістали алгоритми, у яких реалізовані пропорційний, диференціальний й інтегральний закони керування шляхом повного або часткового їхнього об'єднання (так звані ПІД-

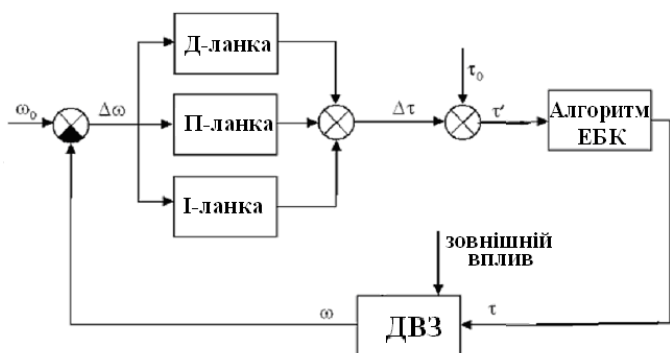


Рис. 5. Загальна схема регулювання частоти обертання дизеля

регулятори). Для дизеля з акумуляторною ПА вхідною керуючою величиною, яка виробляється ЕБК, є тривалість керуючого сигналу на електромагніт форсунки τ . Загальна схема його формування показана на рис. 5. З використанням базових положень теорії передатних функцій, одержана система диференціальних рівнянь передачі сигналу в електронній частині, що включає ПІД-регулятор і власне алгоритм ЕБК, яка відповідає цій схемі:

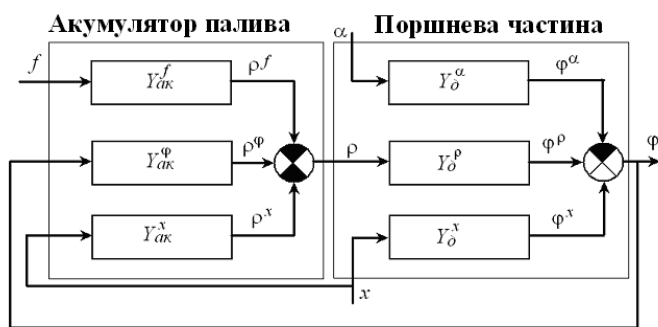


Рис. 4. Розгорнута функціональна схема дизеля

$$0,5NT_d p^3 x' + (0,5N + 1)T_d p^2 x$$

$$= 0,5N(k_i T_d + k_d)T_d p^3 \varphi + (((0,5N + 1)k_i + k_{\dot{E}}) T_c p x + x = x' + \alpha_p.$$

(6)

Тут x' – величина регулюючого впливу до проходження сигналу через алгоритм ЕБК; T_d – крок диференціювання за часом (тривалість одного робочого циклу ДВЗ); N – число робочих циклів при інтегруванні; k_d, k_{II}, k_{HI} – відповідно диференціальний, пропорційний й

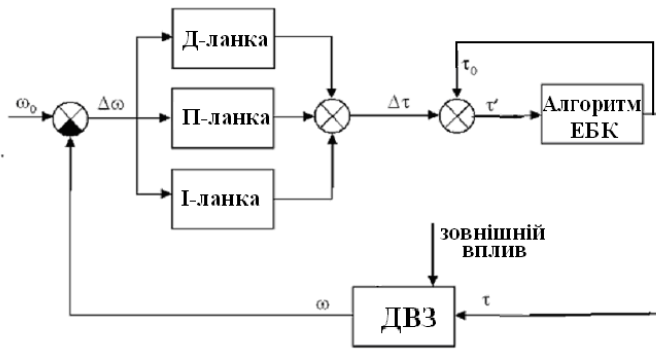


Рис.6. Загальна схема регулювання частоти обертання дизеля з місцевим позитивним зворотним зв'язком

Рівняння, що описує електронний блок керування із ПД-регулятором в операторному вигляді

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x + \delta_z x = T_r p \varphi + \varphi + 0,5 T_K p \alpha_p + \delta_z \alpha_p, \quad (7)$$

де $T_p = T_d / \sqrt{k_i}$ – постійна часу ЕБК, що включає електронний регулятор; $T_K = 2T_d / k_i$ – постійна часу катаракта (в'язкого тертя); $\delta_z = 1/k_i$ – місцевий ступінь нерівномірності; $T_r = (T_d + k_d / k_i)$ – постійна часу для впливу по прискоренню колінчастого вала.

Аналіз диференціального рівняння (7) показує, що оскільки $\delta_z \neq 0$, електронна система в складі власно регулятора й алгоритму ЕБК, яка управляє двигуном, володіє статизмом. Тобто при роботі двигуна з такою системою буде мати місце помилка в підтримці заданого швидкісного режиму. Отже, такий регулятор може бути використаний для транспортного двигуна. Для створення астатичного електронного регулятора необхідно вводити в його склад інтегральну ланку, що може бути включена як паралельно (в алгоритм власно регулятора), так і послідовно (в алгоритм ЕБК у вигляді позитивного зворотного зв'язку), що проілюстровано на рис. 6.

При цьому, рівняння, що описує електронний блок керування із ПД-регулятором, має вигляд

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x = T_r p \varphi + \varphi + T_K p \alpha_p + \delta_z \alpha_p, \quad (8)$$

а рівняння, що описує електронний блок керування з ПІ-регулятором –

$$T_p^2 p^3 x + T_K p^2 x + \delta_z p x = T_r p^2 \varphi + p \varphi + k_p \varphi + \frac{T_p^2}{T_d} p \alpha_p + \delta_z \alpha_p. \quad (9)$$

В рівнянні (9) має місце відмінність деяких констант: $T_p = T_d \sqrt{N/2k_i}$; $T_K = (1 + N/2)T_d / k_i$; $T_r = T_d N/2$; $k_p = k_E / k_i$ – коефіцієнт підсилення інтегральної ланки.

Якісне порівняння запропонованих ПІ-регулятора (що має у своєму складі паралельну інтегральну ланку) і ПД-регулятора з послідовною інтегральною ланкою показало, що оскільки час катаракта ПД-регулятора на порядок менше аналогічного параметра ПІ-регулятора через відсутність цілочислового множника $(1 + N/2)$, то застосування ПД-регулятора з послідовною інтегруючою ланкою більш ефективно, ніж застосування ПІ-регулятора. У цьому випадку вдається здобути достатню швидкодію й збіжність перехідного процесу зі збереженням астатизму. Тому, запропоновано в схему ввести місцевий зворотний зв'язок і використати ПД закон регулювання.

Об'єднавши диференціальне рівняння ПД-регулятора (8) з рівнянням двигуна (4), одержимо рівняння САР в операторному вигляді:

інтегральний коефіцієнти регулятора; α_p – зовнішній керуючий вплив, викликаний примусовим переміщенням органа керування двигуном.

На практиці регулювання, для спрощення реалізації, здійснюється за частковими ПД або ПІ законами. Аналіз можливих варіантів такої реалізації регулятора показав, що при частковій реалізації диференціальне рівняння регулятора значно спрощується, причому в ПД регуляторі навіть знижується його порядок.

$$\begin{aligned} & (a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0) \varphi = \\ & = (b_2 p^2 + b_1 p + b_0) \alpha_p - (c_3 p^3 + c_2 p^2 + c_1 p + c_0) \alpha - (d_2 p^2 + d_1 p + d_0) f, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{де } a_4 &= A_2 T_p^2; a_3 = A_2 T_K + A_1 T_p^2; a_2 = A_2 \delta_z + A_1 T_K + A_0 T_p^2 + B_1 T_r; a_1 = \\ &= A_1 \delta_z + A_0 T_K + B_1 + B_0 T_r; \\ a_0 &= A_0 \delta_z + B_0; b_2 = 0,5 B_1 T_K; b_1 = B_1 \delta_z + 0,5 B_0 T_K; b_0 = B_0 \delta_z; c_3 = C_1 T_p^2; \\ c_2 &= C_1 T_K + C_0 T_p^2; c_1 = C_1 \delta_z + C_0 T_K; c_0 = C_0 \delta_z; d_2 = D_0 T_p^2; d_1 = D_0 T_K; d_0 = D_0 \delta_z. \end{aligned}$$

Це рівняння використане в дисертації для проведення аналізу стійкості динамічної системи та синтезу електронного регулятора САР.

Четвертий розділ присвячений питанням математичного моделювання гідродинамічних процесів в агрегатах електрогідромеханічних паливних систем, досліджуваних у роботі. Описано розроблений здобувачем набір математичних моделей ЕГФ, насос-форсунки і ПНВТ, які стали інструментом для проведення досліджень. В основі математичних моделей лежать диференціальні рівняння руху та енергетичного балансу, які описують динаміку гідромеханічних процесів в порожнинах та елементах вузлів електрогідрокерованої ПА.

При цьому в математичній моделі внесені спеціальні уточнення, що враховують явища, які супроводжують роботу ПА з електромагнітним керуванням: пружне зіткнення рухливих елементів і коливання витків пружин.

Чисельні розрахунки динамічних процесів виконані в середовищі MATLAB/Simulink. Деякі результати ідентифікації моделей, представлені на рис. 7 і рис. 8, відображають їхню адекватність.

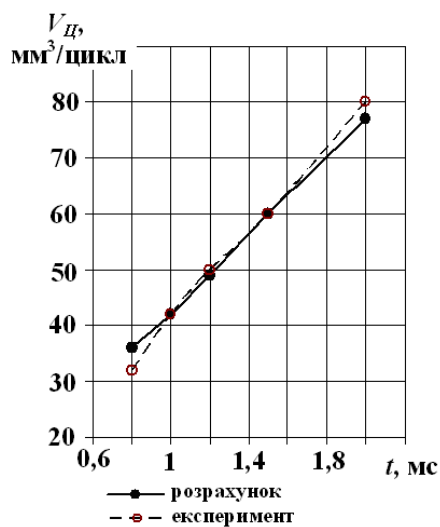


Рис. 7. Залежність витрати палива через ЕГФ від тривалості управляючого сигналу

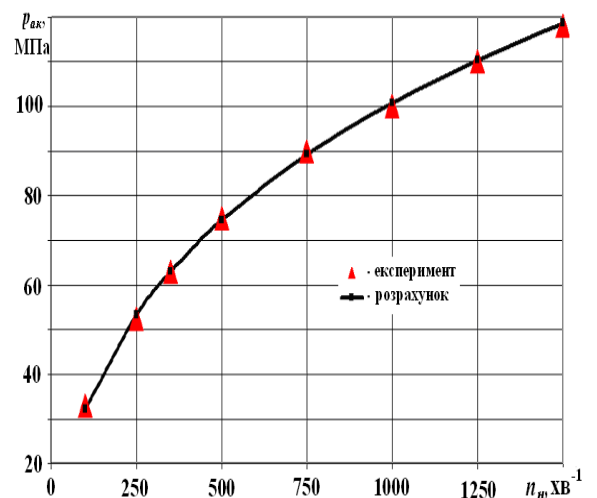


Рис. 8. Тиск палива в акумуляторі, який створює ПНВТ

Для вибору методу чисельного інтегрування рівнянь математичної моделі, проведене спеціальне дослідження на основі лінеаризації диференціальних рівнянь граничних умов і визначення коренів характеристичного рівняння 7-го порядку, яке показало, що достатню для рішення область стійкості створює метод Рунге-Кутта 2-го порядку із кроком інтегрування $5 \cdot 10^{-6}$ с, що й було прийнято при математичному моделюванні для проведення подальших досліджень.

У п'ятому розділі розглянуті питання дослідження якості САР і виконаний синтез електронного регулятора дизеля з акумуляторною системою паливоподачі.

Для полегшення рішення задачі розробки схеми й вибору параметрів САР створена

математична модель, яка описує динаміку об'єкта регулювання й регулятора при наявності зовнішніх впливів:

$$\left. \begin{aligned} T_{\bar{A}} \frac{d\varphi}{dt} &= x - k_{\bar{A}}\varphi + \theta_p \rho - \theta_f f; \\ T_{\bar{A}\bar{E}} \frac{d\rho}{dt} &= k_{\varphi}\varphi - x - k_p \rho - \theta_f f; \\ T_d \frac{dx'}{dt} &= -(k_i T_d + k_d) \frac{d\varphi}{dt} - k_i \varphi - x'; \\ T_d \frac{dx}{dt} &= x' + \alpha_p. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Рішення цієї системи з відповідними початковими умовами (при $t = 0$) шляхом чисельного інтегрування диференціальних рівнянь реалізоване в середовищі MATLAB/Simulink. Чисельно одержані залежності регульованого параметра φ від часу, і, на основі цього, досліджено поведінку системи при різних впливах, що збурюють. За даними еталонного експерименту здобуті числові значення динамічних констант двигуна й акумулятора, які входять у рівняння (11) – T_d , k_d , θ_p , T_{AK} , k_{φ} , k_p , θ_f , θ_n , для досліджуваного дизеля 1ДТНА, розробленого в КП «ХКБД» (м. Харків). Як еталон прийняті результати реєстрації перехідного процесу, одержані при проведенні експериментальних досліджень цього двигуна на випробувальному стенді при впливі, що збурює, $f = 1$. Перехідний процес по відносній зміні частоти обертання колінчастого вала φ показані на рис. 9.

Для визначення значень динамічних констант вирішено завдання векторної ідентифікації з використанням методу дослідження простору параметрів (ДПП) за допомогою сіток Соболя за критерієм найменшого середньоквадратичного відхилення розрахункової кривої від експериментальної. Розрахунки по наведеній моделі для ДПП проводилися в 4096 точках у семивимірному просторі. Области варіювання шуканих параметрів:

$$\left. \begin{aligned} T_{\bar{A}} &= 0 \dots 5 \text{ с}, \\ k_{\bar{A}} &= -1 \dots 1, \\ \theta_p &= -1 \dots 1, \\ T_{\bar{A}\bar{E}} &= 0 \dots 2 \text{ с}, \\ k_{\varphi} &= 0 \dots 50, \\ k_p &= 0 \dots 100, \\ \theta_f &= -100 \dots 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

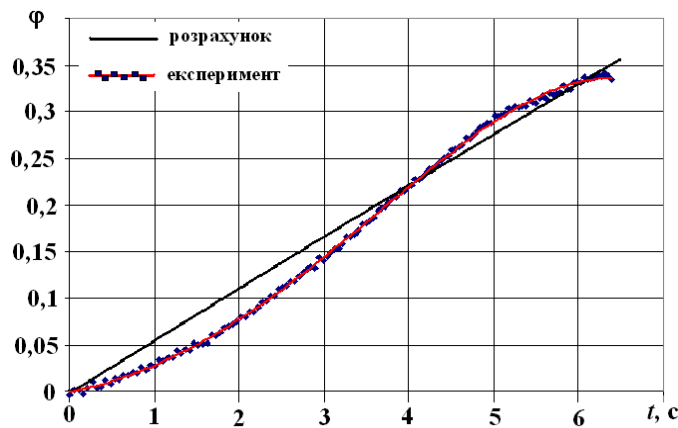


Рис. 9. Еталонний перехідний процес та результати ідентифікації

Найбільш прийнятний результат розрахунку, що представлений на рис. 9, одержаний при таких значеннях параметрів: $T_d = 3,7$ с, $k_d = 0,1$, $\theta_p = 0,4$, $T_{AK} = 1$ с, $k_{\varphi} = 5$, $k_p = 19$, $\theta_f = -10$. Відносна розбіжність розрахункових й експериментальних даних зменшується за часом і до кінця перехідного процесу становить величину не більшу за 1 %.

При цьому максимальна абсолютна похибка має місце при $t \approx 2$ с й становить величину $\Delta\varphi = 0,033$. Значення $\theta_n = 1,5$ знайдено, виходячи з вимірювання витрати палива за навантажувальними характеристиками.

Для додаткової перевірки результатів ідентифікації зроблений порівняльний аналіз розрахункових й експериментальних даних двох перехідних процесів досліджуваного двигуна, обладнаного електронним регулятором, при впливі f , що збурює. Результати аналізу у вигляді графіків зміни частоти обертання колінчастого вала й тривалості керуючого сигналу на

електромагніт форсунки представлені на рис. 10. Вплив, що збурює, змінюється за законом: при $t=0,65$ с – $f=0,24$, при $t=17$ с – $f=-0,33$. Візуальне зіставлення говорить про достатню збіжність результатів розрахунку й експерименту.

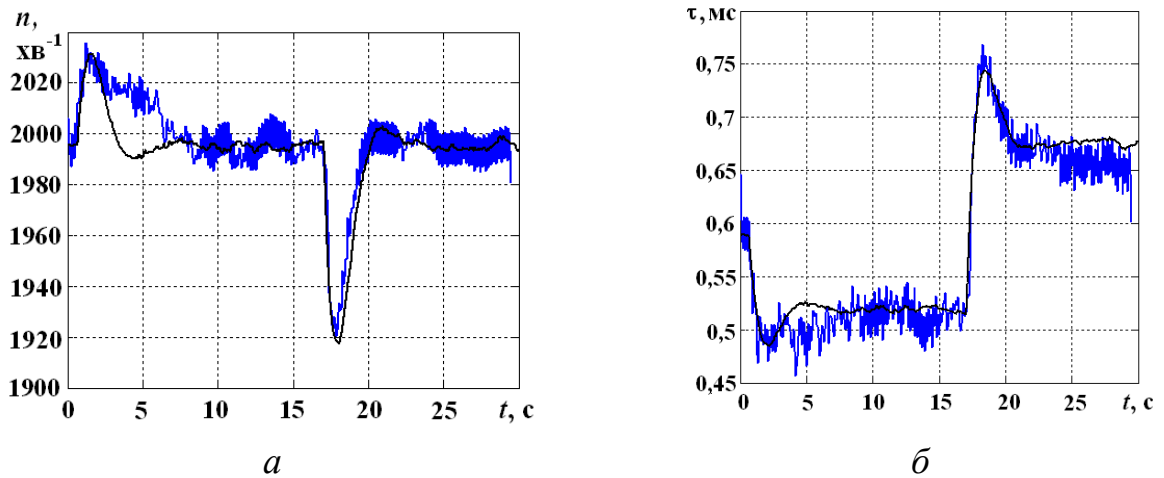


Рис. 10. Зміна частоти обертання колінчастого вала (а) і тривалості керуючого сигналу (б) в перехідному процесі

Четвертий порядок диференціального рівняння САР (10) створює певні труднощі при аналізі її стійкості, оскільки призначені для цього існуючі методи, такі, як діаграма Вишнеградського, критерії стійкості Рауза–Гурвица, Михайлова, Найквіста або дають лише якісну оцінку, або призначені для систем більше низького порядку. Тому в дисертації запропонований спосіб аналізу стійкості САР, заснований на аналітичному рішенні диференціальних рівнянь динаміки САР. Для цього, система диференціальних рівнянь САР має матрицю коефіцієнтів

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{k_{\bar{A}}}{T_{\bar{A}}} & \frac{\theta_p}{T_{\bar{A}}} & 0 & \frac{1}{T_{\bar{A}}} \\ \frac{k_{\varphi}}{T_{\bar{A}\hat{E}}} & -\frac{k_p}{T_{\bar{A}\hat{E}}} & 0 & -\frac{1}{T_{\bar{A}\hat{E}}} \\ \frac{k_{\bar{A}}}{T_{\bar{A}}}\left(k_i + \frac{k_d}{T_d}\right) - \frac{k_i}{T_d} & -\frac{\theta_p}{T_{\bar{A}}}\left(k_i + \frac{k_d}{T_d}\right) & -\frac{1}{T_d} & -\frac{1}{T_{\bar{A}}}\left(k_i + \frac{k_d}{T_d}\right) \\ 0 & 0 & \frac{1}{T_d} & 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

та доповнюється вектором впливів

$$B^T = \left[-\frac{\theta_p}{T_{\bar{A}}}; -\frac{\theta_f}{T_{AK}}; \frac{\theta_p}{T_{\bar{A}}}\left(k_i + \frac{k_d}{T_d}\right); \frac{1}{T_d} \right]. \quad (14)$$

Визначивши власні значення матриці A , можна одержати корені характеристичного рівняння САР, по положенню яких на комплексній площині судити не тільки про стійкість, але й ступінь коливальності системи в кількісному вираженні. Такий підхід дозволяє досить просто візуалізувати перехідний процес при переборі тих або інших факторів, що впливають на нього, як показано на рис. 11 на прикладі досліджуваного дизеля 1ДТНА. Так на графіку рис. 11, в відображений вплив на перехідний процес кроку диференціювання за часом. По фізичному змісту – це час затримки керуючого сигналу в ЕБК, дискретна величина, із кратністю дискретизації в тривалість одного робочого циклу. Видно, що при надмірному збільшенні цього параметра регулятора коливальність САР погіршується й система стає нестійкою.

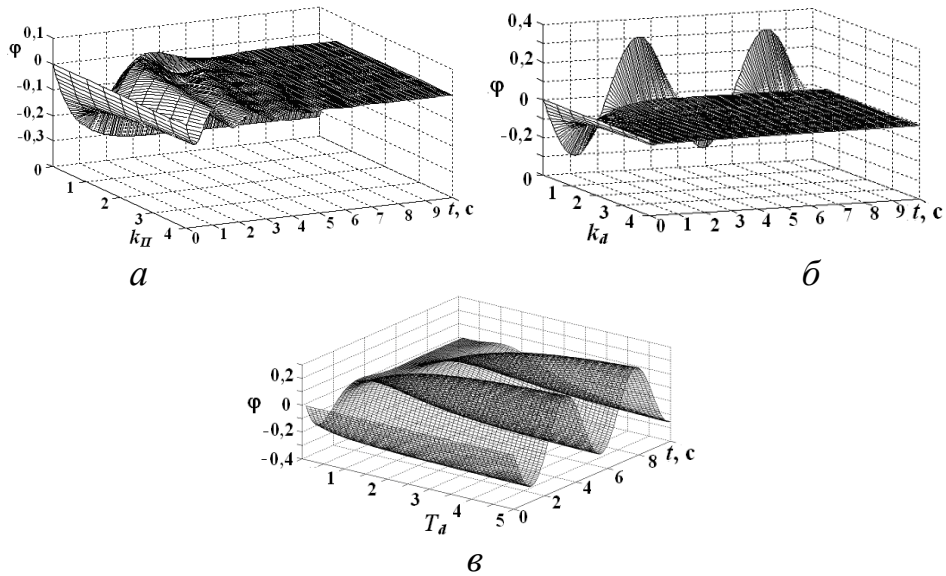


Рис. 11. Вплив значень пропорційного k_P (а), диференційного k_d (б) коефіцієнтів регулятора і величини кроку диференціювання за часом T_d (в) на перехідні процеси у САР $\varphi = f(t)$

Запропонований метод аналізу стійкості САР може бути застосований не тільки для аналізу, але й для синтезу систем будь-якого порядку на основі оптимізації якості процесу регулювання шляхом підбору необхідних значень коефіцієнтів регулятора (рис. 12). Переведення вектора

коефіцієнтів з т. 1 у т. 2 дозволяє не тільки збільшити швидкодію, але й знизити коливальність системи. Одержаний результат підтверджений експериментальною перевіркою на дизелі 1ДТНА, що показано на рис. 13. Важливим практичним результатом дослідження з'явилось створення працездатного електронного регулятора для цього дизеля.

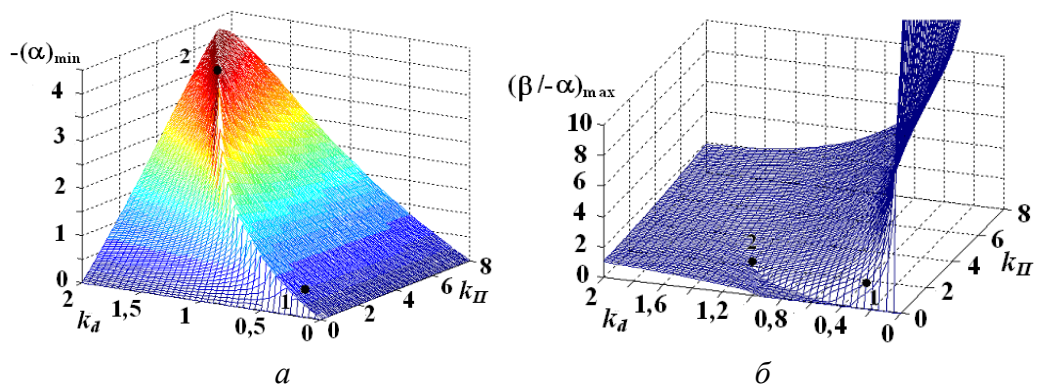


Рис. 12. Ступені стійкості (а) і коливальності (б) САР

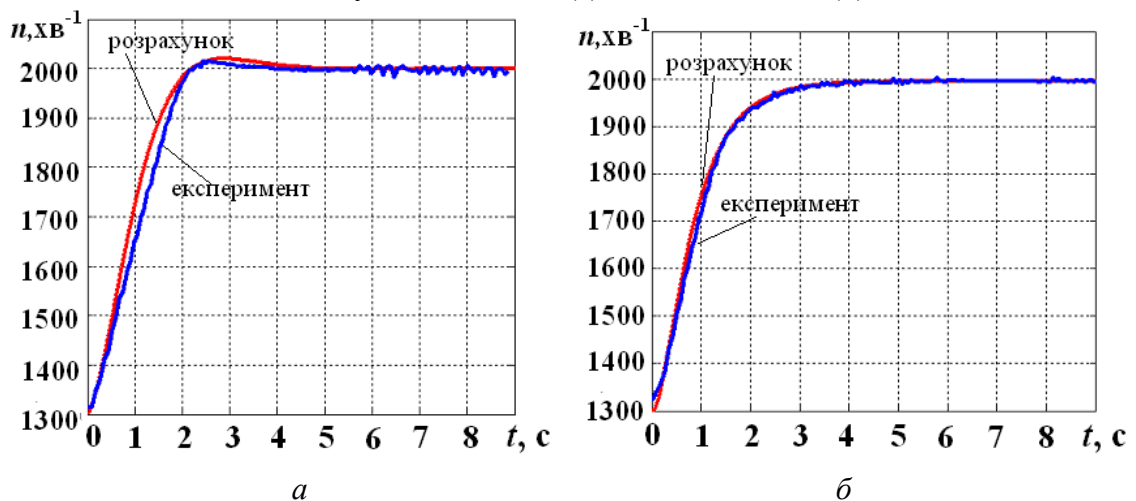


Рис. 13. Перехідний процес при $k_d = 0,28$ й $k_n = 0,4$ (а) і $k_d = 1,2$ й $k_n = 2$ (б)

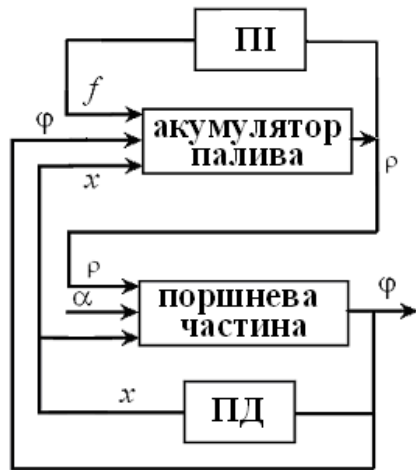


Рис. 14. Схема САР з регулятором тиску палива

де $k_{ДИ}$ – інтегральний коефіцієнт регулятора; $k_{ДИ}$ – пропорційний коефіцієнт регулятора; $T_{ДИ}$ – час інтегрування. Доповнивши цим рівнянням систе-

му рівнянь САР дизеля з акумуляторною ПС (11), одержимо систему рівнянь 5-го порядку. Використовуючи запропонований спосіб аналізу стійкості динамічної системи, проведено дослідження впливу параметрів регулятора тиску палива на якість перехідних процесів і зроблено вибір оптимальних значень коефіцієнтів регулятора тиску. Відзначено, що коефіцієнти k_D й $k_{ДИ}$ впливають на коливальність, швидкодню й стійкість системи автоматичного регулювання. Так, при $k_{ДИ} < 5$ має місце перехідний процес зміни тиску в акумуляторі з великою коливальною складовою. При малих значеннях $k_{ДИ}$ процес стає розбіжним. При $k_{ДИ} > 5$ коливальність САР швидко зменшується, але погіршується й швидкодія системи. При $k_{ДИ} < 5$ має місце затягнутий перехідний процес зміни тиску в акумуляторі. При $k_{ДИ} > 5$ швидкодія САР швидко зростає. Подальше підвищення $k_{ДИ}$ приводить до збільшення коливальності системи практично без зміни швидкодії. Вибір оптимальних значень коефіцієнтів регулятора, проведений виходячи із критеріїв найбільшої швидкодії й найменшої коливальності для досліджуваного дизеля, дав точку з параметрами $k_{ДИ} = 10$, $k_{ДИ} = 10$. Показано, що опти-

мальною величиною $T_{ДИ}$ є власний час акумулятора.

Для ілюстрації зроблених висновків на рис. 15 наведені результати розрахунку перехідних процесів у САР $\varphi(t)$ та $\rho(t)$. З рисунка видно, що застосування регулятора тиску палива практично не має впливу на якість перехідного процесу САР по параметру частоти обертання колінчастого вала. Однак, в акумуляторі наприкінці процесу встановлюється початковий тиск палива ρ_0 .

При проведенні експериментальних досліджень дизеля 1Ч8,8/8,2 реєструвалися поточні параметри: тривалість керуючого сигналу на електромагніт форсунки ($\tau_{впр}$), тиск палива в акумуляторі ($\rho_{ак}$), та також виконувалося індиціювання циліндра двигуна, що дозволило визначити поточну індикаторну потужність N_i в перехідному процесі. Результат роз-

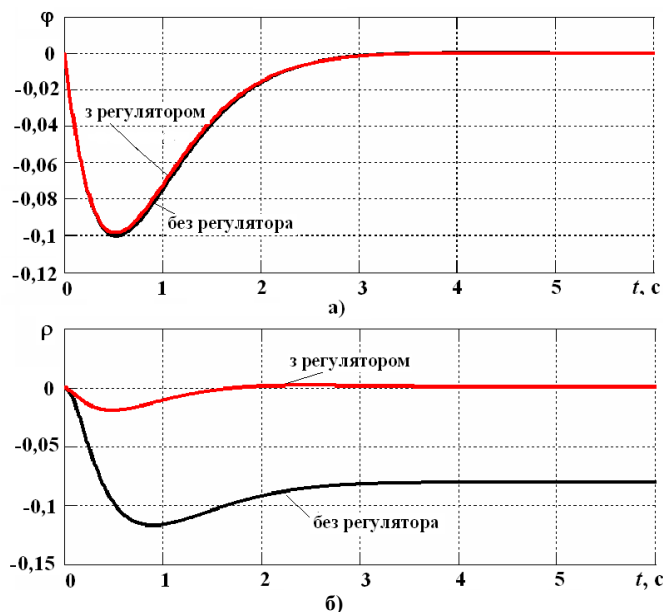


Рис. 15. Перехідні процеси $\varphi(t)$ (а) і $\rho(t)$ (б) в САР

рахунку поточного значення N_i представлений на рис. 16. Аналіз наведеного на рисунку графіка показує, що двигун у процесі свого розгону виробляє індикаторну потужність, в 2,5 рази

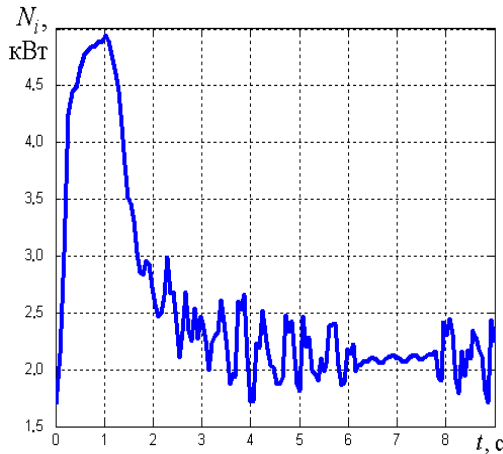


Рис. 16. Індикаторна потужність в перехідному процесі розгону двигуна

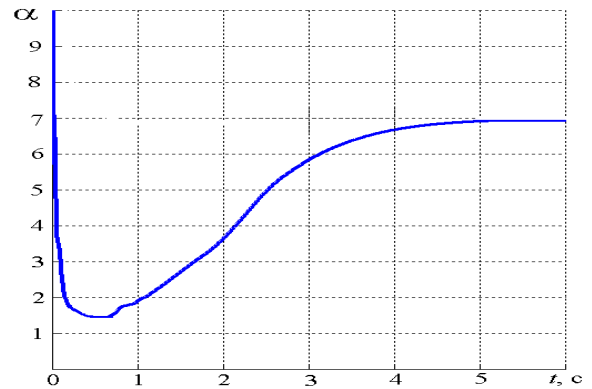


Рис. 17. Коефіцієнт надлишку повітря в перехідному процесі розгону двигуна

більшу, ніж на сталому режимі після 4 с перехідного процесу. Очевидно, що надлишкова потужність витрачається на додання колінчастому валу кутового прискорення.

Експериментально визначене поточне значення коефіцієнта надлишку повітря α , що має місце в цьому процесі, наведено на рис. 17. Аналіз даних показав, що протягом першої секунди перехідного процесу α знижується до значення 1,4...1,5, що, природно, супроводжується посиленням диміння двигуна. Відзначений недолік практично виправляється налаштуванням регулятора, що визначає подачу палива під час перехідного процесу. Однак таке обмеження подачі призводить до збільшення тривалості перехідного процесу.

Таким чином, при виконанні дослідження виявлено, що для зменшення витрати палива й диміння без затягування тривалості перехідного процесу під час розгону двигуна до його колінчастого валу достатньо підвести зовнішній позитивний крутний момент від стороннього джерела механічної енергії (наприклад від електродвигуна). Цей постулат є теоретичним обґрунтуванням появи гібридних силових установок.

У шостому розділі науково обґрунтовані й запропоновані до застосування технічні рішення з внесення конструктивних доробок в агрегати електрогідравлічної ПА дизеля з електронним керуванням.

Для рішення проблеми створення характеристик подачі ПНВТ акумуляторної ПС, які не перевищують необхідні й не призводять до не виправдано підвищеного споживання потужності насосом, пропонується доукомплектувати конструкцію ПНВТ вузлами, здатними керувати подачею насоса незалежно від його швидкісного режиму.

У роботі запропонована гідравлічна схема керування ПНВТ, що реалізує підхід до регулювання продуктивності за рахунок дроселювання палива на вході в секцію високого тиску. Конструктивні особливості даної схеми полягають в такому: на вході в насос розташований дроселюючий пристрій у вигляді електромагнітного клапана із прохідним перетином, що змінюється; після дроселюючого пристрою встановлюється зворотний авторегульований клапан.

Впровадження в конструкцію ПНВТ перерахованих елементів дозволить управляти процесом наповнення надплунжерної порожнини, а значить і продуктивністю насоса. При цьому загальне компоновання ПНВТ не вимагає радикального перегляду, що є позитивним моментом застосування даної схеми регулювання. Для зміни прохідного перетину дроселюючого отвору застосовано електромагнітний привод з керуванням по широтно-імпульсній модуляції. У такому випадку, площа прохідного перетину керуючого клапана залежить від

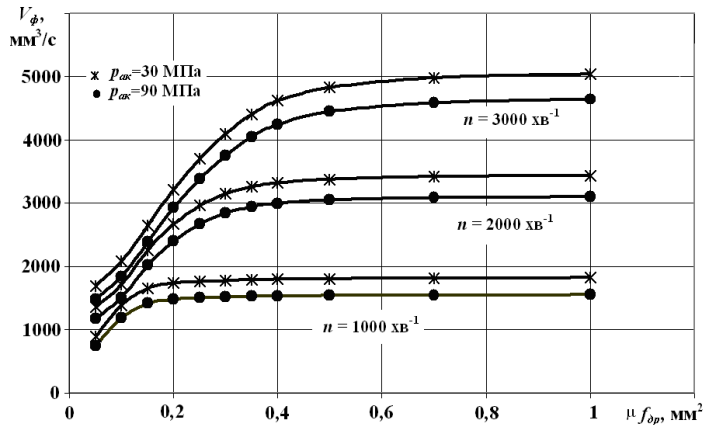


Рис. 18. Залежність об'ємної подачі ПНВТ від площі дроселюючого перетину

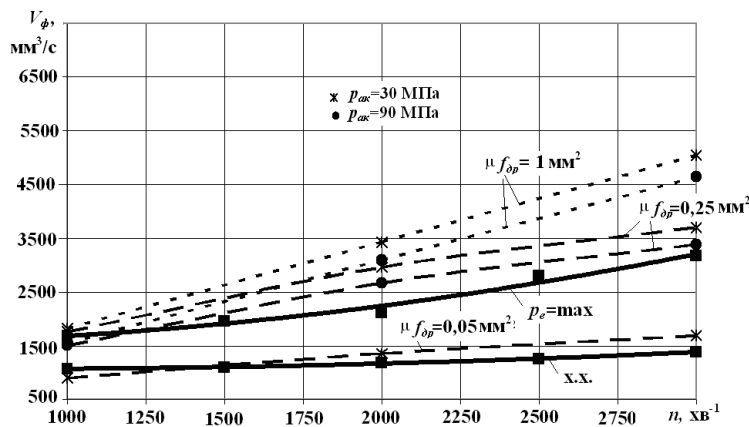


Рис. 19. Характеристики подачі ПНВТ

ти дійсну характеристику подачі насоса до необхідної. Так при $\mu f_{др} = 0,05 \text{ мм}^2$ ПНВТ має характеристику подачі, що приблизно збігається з необхідною для забезпечення роботи на режимі холостого ходу.

Таким чином, застосування запропонованої схеми керування подачею ПНВТ акумуляторної паливної системи шляхом дроселювання палива на впуску в надплунжерну порожнину є ефективним способом зниження витрат потужності на привод і дозволяє поліпшити механічний ККД дизеля. Результати даного дослідження передані до використання в КП «ХКБД» (м. Харків).

Показано, що в результаті витікання палива через прохідний перетин грибоквого клапана на нього діє додаткова гідравлічна сила, створена змінним тиском палива на горизонтальну проекцію площі бокової поверхні конуса клапана, яка дорівнює кільцевої площі фаски сідла. Виходячи з рівняння Бернуллі та з урахуванням приграничного тертя потоку в'язкої рідини вперше одержана залежність, що відбиває закон розподілу тиску палива в каналі прохідного перетину клапана

величини скважності електричного імпульсу, що подається на котушку електромагніта. Дана схема й запропонований підхід керування клапаном реалізовані в математичній моделі ПНВТ акумуляторної ПА із електромагнітним керуванням, що була використана для проведення розрахункових досліджень. Результати досліджень наведені на рис. 18 і рис. 19.

Показано, що зменшення площі прохідного перетину дроселюючого клапана приводить до зменшення наповнення надплунжерної порожнини, і, як наслідок, до зменшення об'ємної подачі насоса. Причому ця залежність змінюється із частотою обертання вала ПНВТ. Так, при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ значна зміна подачі здійснюється в діапазоні $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,7 \text{ мм}^2$, а при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ діапазон звужується до меж $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,2 \text{ мм}^2$. На графіку рис. 19 показано, що дроселювання на впуску в надплунжерну порожнину ПНВТ дозволяє наблизити

$$p(l) = p_2 - \frac{\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{нвс}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)} - \frac{12 v_{cp} \mu}{x^2 \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} l \sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{нвс}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}} + \frac{8 v_{cp} \mu \cos \alpha}{x \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} \sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{нвс}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}}. \quad (16)$$

Тут: x – поточний хід клапана; l – поточна незалежна координата по довжині фаски; f – поточна по довжині фаски площа прохідного перетину клапана; f_{\min} – мінімальна площа прохідного перетину каналу; $\alpha_{\text{сж}}$ – коефіцієнт стискальності палива; v_{cp} – середній коефіцієнт кінематичної в'язкості палива в каналі; p й p_2 – відповідно поточний тиск палива в каналі й у порожнині клапана; p_0 – тиск у дренажній порожнині; ρ – густина палива; α – кут фаски клапана; μ – коефіцієнт витрати.

Залежність (16) дозволила розрахувати значення додаткової гідравлічної сили P , що діє на клапан у бік відкриття залежно від довжини й кута його фаски. Як видно з рис. 20, при тиску палива 100 МПа сила P може досягати кількох сотень Ньютонів, що й порушує нормальну роботу пристрою. Подальший аналіз показав, що для зменшення величини P необхідно або зменшувати довжину фаски клапана L , або зменшувати її нахил. Виходячи з цього, запропоновано конструкцію клапана (рис. 21) з такими особливостями: наявність циліндричного ущільнюючого паска під конусом клапана, що створює умову $L = 0$, кут фаски 45° , який забезпечує достатню гідрошільність у закритому стані. Циліндричний пасок повинен мати малу висоту (до чверті ходу клапана) для мінімізації втрат ходу клапана при його відкритті. Зменшення ж мінімальної площі прохідного перетину, що має місце при цьому, можна компенсувати незначним збільшенням діаметра клапана.

Таким чином, використання керуючого клапана описаної конструкції в ПА з електромагнітним керуванням дозволить значно зменшити гідравлічну силу, яка діє на запірний конус при відкритому клапані, що забезпечить працездатність вузла при невисоких значеннях сили електромагніта. Результати проведеного дослідження передані до використання в НВП «Т.О.Р.» (м. Харків).

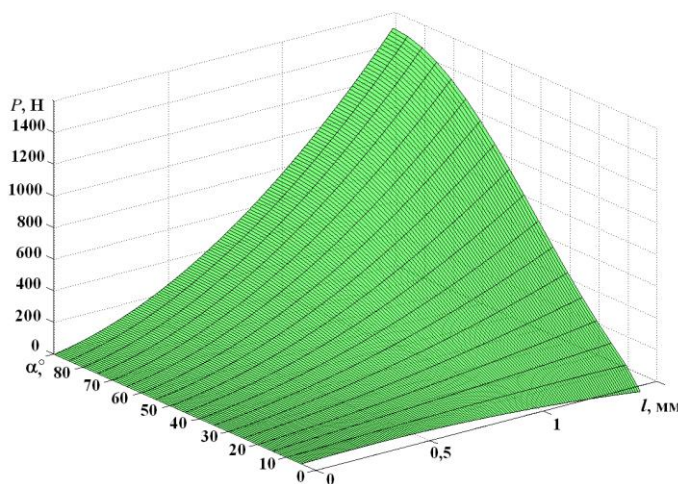


Рис. 20. Залежність додаткової гідравлічної сили від конструктивних параметрів клапана

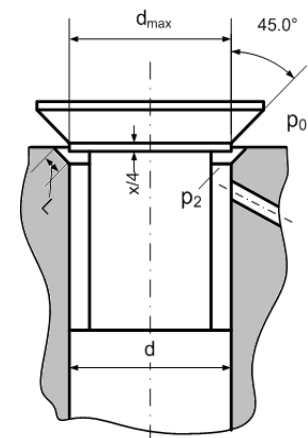


Рис. 21. Конструкція “розвантаженого” клапана

Виконано математичний аналіз гідродинамічної системи ЕГФ на основі рішення диференціального рівняння об'ємного балансу витрати палива через камеру керування (КК) форсунки шляхом його інтегрування відносно часу:

$$t = \alpha V \int_{p_2}^p \frac{dp}{\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)}}; \quad t_1 = \frac{\alpha V}{\mu f_1} \int_p^{p_2} \frac{dp}{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)}}, \quad (17)$$

де t – часовий проміжок від відкриття електромагнітного клапана (ЕМК) до встановлення в КК рівноважного тиску p ; t_1 – часовий проміжок від моменту закриття ЕМК до встановлення в КК початкового тиску p_2 ; α – коефіцієнт стискальності палива; V – об'єм КК; μf_2 – площа ефективного прохідного перетину зливного жиклера; μf_1 – площа ефективного прохідного перетину наповнюючого жиклера; p_0 – тиск у дренажній порожнині; ρ – густина палива.

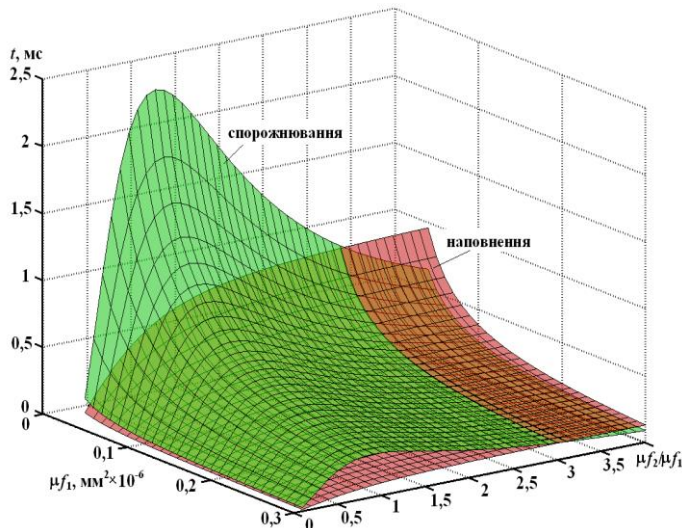


Рис. 22. Швидкодія камери керування

Одержані вирази дозволяють визначити час на встановлення в порожнині КК рівноважного тиску p (при відкритті форсунки) і початкового тиску p_2 (при закритті), що й буде характеризувати її швидкодію. Крім того, ці формули дозволяють досліджувати характер і ступінь впливу площі прохідного перетину жиклерів на швидкодію КК й, таким чином, установити їхні раціональні значення. Приклад результатів розрахунку швидкодії КК з використанням зазначених виразів наведений на рис. 22. Дослідження виконано стосовно конструкції ЕГФ перспективного середньообертового тепловозного дизеля.

Аналіз результатів дослідження показує, що на швидкодію КК як по спорожненню, так і по наповненню впливає площа прохідного перетину наповнюючого жиклера μf_1 і відношення площ зливного й наповнюючого жиклерів $\mu f_2 / \mu f_1$. Крім того, при відношенні площ на рівні $\mu f_2 / \mu f_1 = 3$ швидкодія КК по спорожненню й наповненню її порожнини збігається. Очевидно, що саме це співвідношення площ жиклерів і є раціональним.

Виявлена область працездатності ЕГФ при різних значеннях її конструктивних параметрів: відношення площі диференціальної площадки до площі поперечного перетину мультиплікатора запирання F_d / F_{M3} й $\mu f_2 / \mu f_1$ з погляду оптимальної швидкодії, наведена на рис. 23. Розрахункові дослідження показують, що для забезпечення однакової швидкодії як по підйому, так і по посадці голки, оптимальні значення параметрів лежать в межах $\mu f_2 / \mu f_1 = 3$, $F_d / F_{M3} = 0,4 \dots 0,6$. Результати проведеного дослідження передані до використання в КБСД ДП «Завод ім. Малишева» (м. Харків).

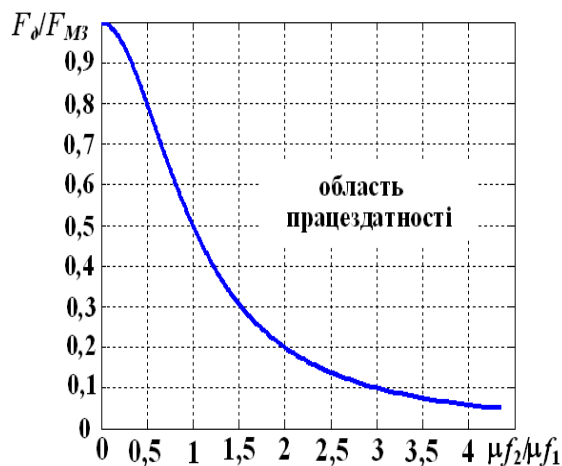


Рис. 23. Область працездатності ЕГФ

Наприкінці розділу наведені узагальнені наукові принципи розробки систем управління дизелів, оснащених електрогідравлічною ПА, які базуються та складають основу

положень наукової новизни, практичної цінності одержаних результатів та висновків дисертації.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена рішенням науково-практичної проблеми в галузі розробки й удосконалення сучасної електрогідравлічної паливної апаратури та електронних систем керування дизелів. Одержані такі основні результати, які і складають наукові принципи розробки систем управління дизелів, оснащених електрогідравлічною ПА:

1. Одержали розвиток існуючі й запропоновані нові наукові методи теорії ДВЗ, теорії САР ДВЗ, розрахунків і аналізу гідромеханічних процесів у ПА, які, маючи практичне застосування, дозволили розв'язати важливі проблеми забезпечення працездатності й оптимізації роботи систем керування дизелів з електрогідравлічною ПА.

2. Запропонований і науково обґрунтований базовий функціонал, який є визначальним математичним виразом для обчислення тривалості керуючого сигналу на електромагнітні форсунки дизеля з акумуляторною паливною системою. Алгоритм програми для електронного блоку регулювання подачі палива в дизелі, побудований на базі такого функціонала, забезпечує змішаний, директивно-адаптивний принцип керування, у якому значення базової матриці коректуються відповідно до показань повної системи датчиків двигуна. Це дозволяє забезпечити необхідну циклову подачу палива в циліндр на всіх сталих і перехідних режимах роботи дизеля за єдиним алгоритмом, що суттєво спрощує керування дизелем.

3. Одержане диференціальне рівняння, що описує динамічні властивості дизеля з акумуляторною паливною системою і, на його основі, математична модель руху САР дизеля, яка використана для розрахунку динамічних характеристик системи, аналізу її стійкості й оптимізації швидкодії.

4. Проведений аналіз стійкості САР дизеля з акумуляторною ПС із застосуванням розробленого методу аналітичного розв'язання системи лінійних диференціальних рівнянь, що її описує. Цей метод заснований на візуалізації й оптимальному керуванні спектром коливань перехідних процесів, спрощує аналіз стійкості САР, а також, на відміну від відомих методів, дозволяє визначити зону стійкості, оптимізувати швидкодію й коливальність системи при синтезі САР будь-якого порядку шляхом підбору необхідних значень коефіцієнтів електронного регулятора.

5. Розроблена методика визначення оптимальних значень коефіцієнтів електронного регулятора, що забезпечує аперіодичний перехідний процес із максимальною швидкістю САР. Адекватність одержаних результатів підтверджена створенням працездатного електронного регулятора для дизеля 1ДТНА й експериментальними дослідженнями, виконаними в КП «ХКБД» (м. Харків).

6. Аналіз характеристик електронних регуляторів частоти обертання при різній їхній алгоритмічній реалізації показав, що регуляторні характеристики дизеля з акумуляторною ТА й електронним регулятором являють собою прямі лінії, причому при застосуванні ПІ-регулятора й ПД-регулятора з послідовною інтегральною ланкою САР є астатичною.

7. Теоретично обґрунтована необхідність застосування в складі САР частоти обертання дизеля з акумуляторною ПС електронного регулятора тиску палива в акумуляторі. Розроблена принципова схема й математична модель такої САР. Визначена область оптимальних значень коефіцієнтів регулятора тиску палива.

8. Аналіз перехідного процесу вільного розгону двигуна 1ДТНА, виконаний на основі експериментальних даних, показав, що при збільшенні частоти обертання колінчатого вала від $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ до $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ за 4 с потрібна потужність в 2,5 рази більша, ніж на сталому режимі. Це призводить до різкого падіння поточного коефіцієнта надлишку повітря, супро-

воджується димінням і підвищеною витратою палива двигуном у перехідному процесі. Для усунення зазначеного недоліку без затягування тривалості перехідного процесу під час розгону до двигуна достатньо підвести зовнішній позитивний крутний момент від стороннього джерела механічної енергії, що теоретично обґрунтовує застосування гібридних силових установок.

9. Розроблений, реалізований і набув практичного застосування комплекс математичних моделей гідродинамічних процесів, що дозволяє провести розрахунки й оптимізацію конструктивних параметрів сучасної ПА дизеля: ЕГФ і ПНВТ для акумуляторної системи паливоподачі, насос-форсунки й ПНВТ з електромагнітним керуванням.

10. На основі аналізу лінеаризованої математичної моделі ЕГФ проведено дослідження з вибору раціонального методу чисельного інтегрування диференціальних рівнянь для створення математичних моделей ПА з електромагнітним керуванням. Проведене дослідження показало, що усі динамічні процеси, що відбуваються в порожнинах форсунки, є стійкими і цим визначається можливість відсутності в ЕГФ жорсткого обмежувача підйому голки.

11. Запропонована перспективна схема керування подачею ПНВТ акумуляторної паливної системи дроселюванням палива на вході в насос. Її застосування дозволяє наблизити характеристику об'ємної подачі насоса до необхідної шляхом регулювання наповнення надплунжерної порожнини, що зводить до мінімуму надлишкові витрати потужності на привод ПНВТ. Область регулювання при цьому залежить від частоти обертання вала ПНВТ.

12. Встановлений й теоретично досліджений ефект виникнення додаткової гідравлічної сили в прохідному перетині керуючого клапана грибоквого типу, викликаной течією палива в каналі, яка призводить до порушення нормальної роботи вузла (перешкоджає закриттю клапана). Одержано аналітичну залежність цієї сили від параметрів клапана, з аналізу якої випливає, що її величина залежить від таких конструктивних параметрів клапана, як ширина й кут нахилу фаски сідла. Запропонована нова конструкція розвантаженого клапана, яка дозволяє значно знизити вплив додаткової гідравлічної сили.

13. На основі аналізу гідродинамічних процесів в ЕГФ розроблена методика, що дозволяє спростити вибір її основних конструктивних параметрів на етапі проектування. Визначена область працездатності ЕГФ при зміні відносних значень площ прохідного перетину жиклерів КК й поперечного переріза мультиплікатора запирання. Дослідження конструкції ЕГФ перспективного середньообертового тепловозного дизеля показало, що раціональними, з погляду загальної швидкодії форсунки, значеннями відношення площ ефективного прохідного перетину зливного й наповнюючого жиклерів КК є $\mu f_2 / \mu f_1 = 3$, а відношення площі диференціальної площадки до площі поперечного перетина мультиплікатора запирання $-F_d / F_{M3} = 0,3 \dots 0,6$.

14. Результати, одержані в дисертації, впроваджені в практику науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт у КП «ХКБД» (м. Харків), передані до використання при проектуванні й виробництві електрогідравлічної паливної апаратури на підприємства: НВП «Т.О.Р.» (м. Харків), КБСД ДП «Завод ім. Малишева» (м. Харків), а також використовуються при проведенні навчального процесу й наукових досліджень на кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання» НТУ «ХП».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Прохоренко А.А. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы CR в среде MATLAB/Simulink /А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. –2006. – №1. – С. 98–101. Здобувачем розроблена методика розрахунку та програмна реалізація математичної моделі паливної форсу-

нки системи CR.

2. Прохоренко А.А. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Вісник НТУ „ХПІ”. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2006. – № 26 – С. 119–126. Здобувачем розроблено програмне забезпечення для обробки результатів стендових випробувань швидкохідного дизеля.

3. Прохоренко А.А. Компенсация погрешности при регистрации давления в цилиндре ДВС пьезокерамическим датчиком. / И.В. Парсаданов, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Авиационно-космическая техника и технология. –2006. – Вып. 7/33. – С. 105–108. Здобувачем розроблена програмна реалізація запропонованої методики.

4. Прохоренко А.А. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 2. – С. 95–96. Здобувачем виконано розрахункове дослідження зі статистичної обробки результатів стендових випробувань, аналіз та узагальнення його результатів.

5. Прохоренко А.А. Выбор рациональных конструктивных параметров опытной топливной форсунки типа Common Rail быстроходного дизеля / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007.– № 2. – С. 20–29. Здобувачем виконано розрахункові дослідження з математичного моделювання роботи форсунки системи CR та проведений аналіз їх результатів.

6. Прохоренко А.А. Влияние двухстадийного сгорания на индикаторные показатели автотракторного дизеля / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 63–69.

7. Прохоренко А.А. Базовая характеристика управления топливоподачей дизеля, оснащенного системой Common Rail / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 2. – С. 39–44. Здобувачем запропоновані та реалізовані теоретичні методи розв'язання задачі синтезу базової характеристики керування дизеля.

8. Прохоренко А.А. Сравнительный анализ методов решения телеграфного уравнения при моделировании процесса впрыскивания топлива аккумуляторной системой CR / А.А. Прохоренко, И.Д. Васильченко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008.– № 1. – С. 21–29. Здобувачем виконано розрахункові дослідження з математичного моделювання роботи форсунки системи CR при різних методах інтегрування рівнянь моделі.

9. Прохоренко А.А. Влияние типа топлива на параметры работы экспериментальной топливной аппаратуры дизеля / Д.В. Мешков, А.А. Прохоренко, А.П. Марченко, П.П. Тодоров // Вісті академії інженерних наук України. – 2008. – №1(35). – С. 56–60. Здобувачем проведено розрахунковий експеримент за допомогою математичної моделі роботи системи типу Common Rail.

10. Прохоренко А.А. Математическая модель процесса топливоподачи системой COMMON RAIL с пьезоэлектрической форсункой / А.А. Прохоренко, Д.Е.Самойленко, Д.В. Мешков // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2009. – №1(8). – С. 6–12. Здобувачем розроблена методика розрахунку та програмна реалізація означеної математичної моделі.

11. Прохоренко А.А. Алгоритм электронного управления топливоподачей дизеля с системой COMMON RAIL. Теоретические основы / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 69–74.

12. Прохоренко А.А. Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы отечественного дизеля / А.А. Прохоренко, А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 12–17. Здобувачем запропонована концепція реалізації керування подачею ПНВД та виконані розрахункові дослідження.

13. Прохоренко А.А. Оптимизация конструктивных параметров пьезоэлектрической дизельной форсунки / А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вісті Автомобіль-

но-дорожнього інституту. – 2010. – №1(10). – С. 47–53. Здобувачем програмно реалізовано алгоритм оптимізації на основі методу дослідження простору параметрів та проведено розрахункові експерименти.

14. Прохоренко А.А. Выбор основных конструктивных параметров электрогидравлической форсунки дизеля /А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков, Д.Е. Самойленко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – №10/87. – С. 192–196. Здобувачем виконано постановку задачі, аналіз та узагальнення результатів дослідження.

15. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования /А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 81–86.

16. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение движения САР дизеля с аккумуляторной топливной системой /А.А. Прохоренко // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 138–140.

17. Прохоренко А.О. Дифференціальне рівняння електронного регулятора для дизеля з аккумуляторною паливною системою / А.О. Прохоренко // Вісник НТУ „ХПІ”. –Харків: НТУ „ХПІ”. – 2012. – № 27. – С. 183–189.

18. Прохоренко А.А. Статические характеристики электронного регулятора для дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 41–44.

19. Прохоренко А.А. Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой /А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 45–48.

20. Прохоренко А.О. Математична модель гідравлічно розвантаженого керуючого клапана для дизельної паливної апаратури / А.О. Прохоренко // Вісник НТУ „ХПІ”. – Харків : НТУ „ХПІ”. – 2012. – № 2. – С. 194–205.

21. Прохоренко А.А. Энергетические затраты на привод ТНВД дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.Н. Врублевский, А.А. Прохоренко, И.Г. Пожидаев, Д.В. Мешков, А.И. Тимченко // Автомобильный транспорт. –2012. – Вып. 30. – С. 90–95. Здобувачем виконано постановку задачі, розроблена методика визначення витрат потужності на привод ПНВД дизеля.

22. Прохоренко А.О. Вибір раціональних параметрів електромагнітного клапана форсунки паливної системи Common Rail швидкохідного дизеля / А.О. Прохоренко, Д.В. Мешков // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: друга всеукраїнська наук.-техн. конф., 19–20 квіт. 2007 р. : тези доп. – Миколаїв, 2007. – С. 72–74. Здобувачем виконано розрахункові дослідження роботи форсунки паливної системи Common Rail.

23. Прохоренко А.А. Методика построения базовой характеристики управления дизеля с системой Common Rail / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС : межотраслевая науч.-техн. конф., 20 июня 2008 г.: доклад. – СПб, 2008. –С. 65–67. Здобувачем розроблена та реалізована методика синтезу базової характеристики керування дизеля.

24. Прохоренко А.А. Насос-форсунка с электромагнитным клапаном для судового дизель-генератора 6ЧН 26/34 / А.А. Прохоренко, В.В. Матвеевко, А.Т. Тихоненко // II Університетська науково-практична студентська конференція магістрантів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», 25–27 бер. 2008 р. : тези доп. – Т. 1. – Харків, 2008. – С. 134–136. Здобувачем розроблена методика розрахунку та програмна реалізація математичної моделі роботи електромагнітної насос-форсунки.

25. Прохоренко А.О. Теоретичні основи розробки управляючого алгоритму для електронної системи управління дизеля, що оснащений акумуляторною паливною системою

COMMON RAIL / А.О. Прохоренко, О.М. Кондратенко // III Університетська науково-практична студентська конференція магістрантів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», 14–16 квіт. 2009 р. : тези доп. – Ч. 2. – Харків, 2009. – С. 45–47. Здобувачем запропонований розвиток методів теорії ДВЗ щодо розв’язання задачі синтезу алгоритму електронного керування дизеля.

26. Прохоренко А.А. Моделирование гидродинамических процессов в электрогидравлической форсунке дизеля в среде MATLAB/SIMULINK / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB: V междунар. науч. конф., 11–13 мая 2011 г.: доклад. – Харьков, 2011. – С. 437–441. Здобувачем розроблена методика розрахунку та програмна реалізація математичної моделі електрогидравлічної форсунки швидкохідного дизеля.

АНОТАЦІЇ

Прохоренко А.О. Наукові принципи розробки систем керування дизелів з електрогидравлічною паливною апаратурою. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2012.

Дисертація присвячена розробці наукових принципів створення ефективних способів регулювання подачі палива й раціональних алгоритмів автоматичного керування в дизелях з метою підвищення їхнього технічного рівня шляхом оснащення електрогидравлічною паливною апаратурою з електронним керуванням.

Дістали розвитку існуючі й запропоновані нові наукові методи теорії ДВЗ, теорії САР ДВЗ, розрахунків й аналізу гідромеханічних процесів у паливній апаратурі, які, маючи практичне застосування, дозволили вирішити важливі проблеми забезпечення працездатності й оптимізації роботи систем керування дизелів з електрогидравлічною паливною системою. На основі розглянутих у дослідженні наукових принципів розроблені й експериментально підтверджені спеціальні функціональні схеми, методики й алгоритми, що забезпечують оптимальну працездатність дизеля з електрогидравлічною паливною апаратурою.

Розроблений, реалізований і набув практичного застосування комплекс математичних моделей, що описують роботу агрегатів паливної апаратури й системи регулювання дизеля з електронним керуванням. Проведено аналіз САР дизеля без наддуву з акумуляторною паливною системою, а також розроблена методика синтезу й синтезовані електронні регулятори частоти обертання й тиску палива в акумуляторі.

Науково обґрунтовані технічні рішення по внесенню конструктивних доробок в агрегати електрогидравлічної паливної апаратури дизеля з електронним керуванням, впровадження яких необхідно з погляду забезпечення її оптимальної працездатності.

Ключові слова: дизель, акумуляторна паливна апаратура, система автоматичного регулювання, електронний ПІД-регулятор, електрогидравлічна форсунка, керуючий клапан, паливний насос.

Прохоренко А.А. Научные принципы разработки систем управления дизелей с электрогидравлической топливной аппаратурой. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2012.

Диссертация посвящена разработке научных принципов создания эффективных спо-

сборов регулирования подачи топлива и рациональных алгоритмов автоматического управления в дизелях с целью повышения их технического уровня путем оснащения электрогидравлической топливной аппаратурой с электронным управлением.

На основе классических положений теории ДВС получен базовый функционал, который является однозначно определяющим математическим выражением для вычисления продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки дизеля с аккумуляторной топливной системой. Предложена рациональная схема алгоритма для электронного блока управления дизеля. Разработана открытая методика определения параметров базовых матриц управления на основе экспериментальных или численно-экспериментальных исследований дизеля.

Выполнено математическое описание динамических свойств дизеля без наддува с аккумуляторной топливной системой и его электронного ПИД-регулятора с помощью линейных дифференциальных уравнений. На этой основе получено дифференциальное уравнение движения САР такого дизеля. Проведенное качественное аналитическое сравнение САР, оснащенных ПИ- регулятором и ПД-регулятором с последовательным интегральным звеном показало, что последний обеспечивает на порядок большее быстродействие системы при обеспечении астатизма регуляторной характеристики.

Разработан, реализован и получил практическое применение комплекс математических моделей, описывающих работу агрегатов топливной аппаратуры и системы автоматического регулирования дизеля с электронным управлением.

Для анализа устойчивости системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля впервые применен метод аналитического решения описывающей ее системы линейных дифференциальных уравнений, основанный на определении собственных значений матрицы коэффициентов, что, в отличие от известных методов, позволяет определять зону устойчивости, оптимизировать быстродействие и колебательность системы при синтезе САР любого порядка. На основе этого метода разработана методика определения оптимальных значений коэффициентов электронного регулятора, обеспечивающего апериодический переходный процесс с наилучшим быстродействием САР. Адекватность полученных результатов подтверждена созданием работоспособного электронного регулятора для дизеля 1ДТА производства КП „ХКБД” (г. Харьков).

Научно обоснованы технические решения по внесению конструктивных доработок в агрегаты электрогидравлической топливной аппаратуры дизеля с электронным управлением, внедрение которых необходимо с точки зрения обеспечения ее оптимальной работоспособности.

Показано, что применение схемы управления подачей ТНВД аккумуляторной топливной системы дросселированием топлива на входе в насос позволяет приблизить характеристику его объемной подачи к требуемой путем регулирования наполнения надплунжерной полости, что сводит к минимуму избыточную подачу топлива и значительно снижает затраты мощности на привод ТНВД. Область регулирования при этом зависит от частоты вращения вала ТНВД.

Установлено, что при работе управляющего клапана грибового типа в его проходном сечении возникает действующая на клапан дополнительная гидравлическая сила, вызванная процессом течения топлива в указанном канале, которая достигает значительной величины и приводит к нарушению нормальной работы узла. Полученная аналитическая зависимость закона распределения давления топлива в канале проходного сечения клапана позволила установить, что величина дополнительной гидравлической силы зависит от ширины и угла наклона фаски его седла. Предложена конструкция разгруженного клапана, позволяющая значительно снизить влияние дополнительной гидравлической силы.

На основе математического анализа гидродинамических процессов в ЭГФ разработана методика, позволяющая упростить выбор ее основных конструктивных параметров на этапе проектирования. Определена область работоспособности ЭГФ при изменении относительных значений площадей проходного сечения жиклеров камеры управления форсунки и поперечного сечения мультипликатора запираания. Исследование конструкции ЭГФ перспективного среднеоборотного тепловозного дизеля показало, что рациональными, с точки зрения быстродействия форсунки, являются значения отношения площадей эффективного проходного сечения стравливающего и наполнительного жиклеров $\mu f_2/\mu f_1 = 3$, и отношения площади дифференциальной площадки к площади поперечного сечения мультипликатора запираания $F_{\partial}/F_{M3} = 0,3 \dots 0,6$. Полученные соотношения конструктивных параметров ЭГФ и методика их определения могут быть приняты как рекомендательные для первого приближения при проектировании новых конструкций аккумуляторной топливной аппаратуры дизелей.

Ключевые слова: дизель, аккумуляторная топливная аппаратура, система автоматического регулирования, электронный ПИД-регулятор, электрогидравлическая форсунка, управляющий клапан, топливный насос.

Prokhorenko A.A. Scientific principles of diesel management systems that include electrohydraulic fuel delivery system. – On the rights of a manuscript.

Thesis for competition of scientific degree of doctor of technical science on specialty 05.05.03 - engines and energy mountings. - National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, 2012.

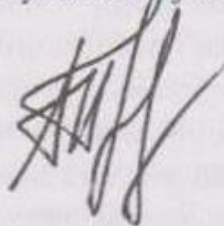
The thesis is devoted to the development of scientific principles in creation of effective ways of fuel delivery adjustment and efficient algorithms in diesel engines automatic control in order to improve their technical level by equipping electrohydraulic fuel delivery equipment with electronic control.

New methods of scientific theories in ICE, ICE automatic control system (ACS) theory, simulation and analysis of hydrodynamic processes in the fuel delivery units that had the practical application was proposed. An existing methods were also developed. This allowed to solve the important issues of working capacity and optimization of control systems with electrohydraulic fuel system. Based on examined scientific principles the specific functional circuits, methodologies and algorithms that provide optimal performance of diesel with electrohydraulic fuel equipment was developed and experimentally validated in the study.

Complex of mathematical models that describe the work of units in fuel equipment and diesel management system with electronic control was designed, implemented and got the practical application. Analysis of ACS in no turbocharged diesel engines with common rail fuel system was made. A method of synthesis and synthesized electronic speed governors and governors of fuel pressure in common rail was developed.

New technical solutions in diesel management systems that include electrohydraulic fuel delivery system with electronic control was scientifically validated The implementation of new technical solutions should be in terms of ensuring its optimal performance.

Keywords: diesel, common rail, fuel delivery system, automatic speed control, electronic PID controller, electrohydraulic injector, control valve, fuel pump.



Відповідальний за випуск к. т. н., с. н. с. *Косулін А. Г.*

Підп до друку 12.02.2013 р. Формат 60 × 90 1/16. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,9. Наклад 100 прим.
Зам. № 14. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХП»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3656 від 24.12.2009 р.