

УДК 621.436

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.155399

Розрахункова модель паливної системи дизеля з електромеханічним засобом інтенсифікації паливоподачі

О. М. Іванов, Р. М. Харак, О. М. Костенко, В. М. Арендаренко,
О. О. Назаренко, О. С. Пушка, В. В. Сарана

Окреслені ключові напрямки розвитку та вдосконалення паливної системи для двигунів внутрішнього згорання із запаленням від стиску паливоповітряної суміші. Доведена необхідність всебічного впровадження електромеханічних принципів керування процесом паливоподачі у відповідності до варіативних умов експлуатації дизелів. Висвітлена актуальність подальшого вдосконалення та модернізації гідромеханічних паливних систем на фоні постійно зростаючого інтересу до електрорегульованих аналогів. Наведено перелік не використаних потенційних можливостей гідромеханічної паливної апаратури для покращення умов протікання процесу подачі палива. Запропоновано електромеханічний засіб для інтенсифікації паливоподачі, що вмонтовується до паливонагнітального трубопроводу та видозмінює фазо-амплітудну характеристику хвильового процесу розповсюдження одиночного імпульсу подачі між паливним насосом високого тиску та гідромеханічною форсункою. Висвітлено основні аспекти методики уточнення розрахункової моделі паливної системи безпосередньої дії розподільного типу з новим засобом інтенсифікації подачі палива. Запропоновано розглядати процес паливоподачі в декілька етапів з врахуванням особливостей функціонування окремо взятого гідравлічного вузла паливної системи, включаючи запропонований засіб інтенсифікації. Приведені системи диференціальних та аналітичних рівнянь, що дозволяють проводити математичне моделювання процесу розповсюдження та взаємовпливу хвиль тиску в паливонагнітальному тракті. Отримані системи дозволяють отримувати характеристики зміни гідравлічного тиску в різних паливних об'ємах, кінематики руху запірних елементів насосу високого тиску та форсунки, тощо.

У ході порівняльних досліджень, що були проведені на основі сформованої розрахункової моделі, процесу паливоподачі для штатної та вдосконаленої паливної системи турбодизеля були виявлено значне покращення якості впорскування за значною кількістю показників. За результатами розрахунків прослідковується наявність стрімкоподібного характеру зростання та спадання тиску впорскування на початковій та завершальній фазі процесу подачі палива до циліндрів дизеля. Відмічено, що швидкість зміни тиску може досягати 170 МПа/град, максимальний та середній тиск впорскування зростає до 75 МПа та 30...40 МПа відповідно. Розрахункові дослідження проводились із залученням чисельного методу інтегрування – інтерполяційного методу Адамса, вибір якого обумовлено потребою отримання стіких рішень при вирішенні сформованих систем диференціальних рівнянь, що відносяться до категорії жорстких

Ключові слова: розрахункова модель, інтенсифікація паливоподачі, паливний насос, електромеханічний засіб, хвилі тиску

1. Вступ

Ключовою та прерогативною тенденцією у розвитку автотранспортної галузі є постійне посилення вимог до рівня викидів токсичних речовин у відпрацьованих газів транспортних засобів з двигуном внутрішнього згорання. Даний факт окреслює та обумовлює напрямок по розвитку та вдосконаленню ключових систем силових установок, які прямим або опосередкованим чином впливають на екологічність роботи установки. Крім того, актуальним залишається і покращення показників паливоекономічної складової експлуатації транспортних засобів, яка в останні роки набуває гострого характеру на тлі зростаючих темпів підвищення вартості пального нафтового походження. Додатковим стимулюючим фактором у необхідності підвищення економичності є бурхливий розвиток і поширення більш економічних у своїй експлуатації транспортних засобів з електромеханічним приводом.

Зазначені паливо-економічні та екологічні аспекти розвитку сучасного двигунобудування, зокрема стосовно створення силових установок із запаленням робочої суміші від стиску проявляються у виробленні комплексних науково-технічних підходів по вдосконаленню роботи системи живлення. Основними напрямками вдосконалення є інтенсифікація процесу паливоподачі, підвищення гнучкості у керуванні й покращення адаптивності роботи до варіативних умов експлуатації двигуна внутрішнього згорання на різних швидко-навантажувальних режимах і інше. При цьому практична можливість реалізації необхідних експлуатаційних характеристик паливних систем здійснюється за допомогою електромеханічних виконуючих пристроїв та мікроконтролерних засобів моніторингу, контролю та багатфакторного керування процесами паливоподачі.

У той же час, традиційні паливні системи з гідромеханічним керуванням, не зважаючи на наявні недоліки, все ще займають значну долю в загальному обсязі систем живлення, що встановлюються на двигунах внутрішнього згорання великої кількості транспортних засобів. Особливо вони поширені в силових установках старшого покоління та активно експлуатуються на вітчизняній техніці. За своїми функціональними характеристиками та ступенем гнучкості керування дані системи суттєво поступаються своїм електромеханічним аналогам, але потенційно вони ще мають деякий запас до свого розвитку, використання якого дозволить продовжити терміни експлуатації та поліпшити робочі характеристики двигунів внутрішнього згорання.

Тому, актуальним залишаються питання вдосконалення наявних гідромеханічних систем живлення з розкриттям потенціалу для поліпшення процесу паливоподачі, з метою підвищення конкуренції порівняно з електромеханічними аналогами.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Як відмічається в роботі [1], одним із традиційних напрямків модернізації гідромеханічних паливних систем безпосередньої дії є інтенсифікація паливоподачі, що досягається оптимізацією характеристик приводу паливного насосу. Так, в роботі [2] запропонована конструкція гіпоциклоїдного приводу, що дає суттєве покращення кінематичних параметрів нагнітального плунжера при співставленні з традиційним кулачковим приводом. Схожий підхід викладений в роботі [3], де з метою підвищення тиску в паливноподаючій системі пропонується підвищення швидкісного режиму роботи паливного насосу. Але основною проблемою в реалізації цих ідей та подібних – це підвищення рівня зносу контактуючих елементів, поява критичних контактів та динамічних напружень та інше. Це призводить до удорожчання конструкції та збільшення масо-габаритних параметрів паливної системи.

Іншим варіантом покращенням параметрів паливоподачі є модернізація гідромеханічних форсунок. Одним із варіантів такої модернізації представлено в роботі [4], де конструктивна видозміна вихідних сопел розпилувача позитивним чином відображається на поліпшенні максимального та середнього тиску впорскування. Спорідненим до цього підходу є варіант, описаний в роботі [5]. Згідно даної роботи встановлено, що зміна співвідношення діаметрів вхідного та вихідного перерізу сопел розпилувача дозволяє коректувати глибину проникнення струї палива в об'єм камери згорання та покращити розподілення палива в ньому. Альтернативний варіант модернізації паливо-впорскувального вузла викладено в роботі [6–8], у якій пропонується для інтенсифікації та реалізації багтоступінчатого впорскування застосування двопружинної форсунки та використання форсунки з диференціальним поршнем. Але наведені методи поліпшення умов подачі палива передбачають суттєві конструктивні видозміни паливовпорскувальних засобів.

Кардинальним вирішенням проблеми поліпшення умов паливоподачі є використання паливної системи безпосередньої дії з електромеханічними форсунками, яким присвячено доволі велика кількість робіт та публікацій [9–12]. Але переобладнанням нею існуючих транспортних засобів, що використовують роздільну паливну систему, є вартісним заходом та потребує узгодження з іншими системами силової установки.

Існує інший варіант вирішення задачі інтенсифікації паливоподачі, що реалізується без значних конструктивних змін паливної системи та суттєвих капіталовкладень. Це використання технічних засобів, що впливають на хвильові процеси в нагнітальному паливпроводі та покращують процес паливоподачі без привнесення зміни у будову форсунок та паливного насосу. Згідно роботи [13] даний спосіб покращення паливоподачі є чи не єдиним ефективним кроком вдосконалення паливних систем роздільного типу.

Дані технічні засоби представляють собою гідравлічний вузол з внутрішнім паливним об'ємом з одним або декількома золотниковими елементами, що приводять в механічний рух під дією різноманітних силових зусиль. Дані засоби вмонтовують в паливонагнітальну магістраль між паливним насосом та форсункою. До них відносяться різноманітні за своїм виконанням

технічні засоби корекції паливоподачі [13–18]: демпфери, компенсатори, резонатори, модулятори та інші. Наглядним варіантом цих засобів є модулятор імпульсів тиску, представлений та досліджений в роботі [13].

Як правило, окресленні технічні засоби використовуються для отримання позитивного ефекту на певному швидко-навантажувальному режимі роботи двигуна, що дещо нівелює використання на інших режимах. Тому виникає потреба розробки схожих засобів інтенсифікації паливоподачі, але з адаптивним принципом їхнього керування під широкий спектр режимів роботи двигуна.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є уточнення розрахункової моделі процесу паливоподачі паливної системи безпосередньої дії з новим електромеханічним засобом інтенсифікації паливоподачі. Вирішення окресленої мети дасть змогу сформулювати уявлення про ступень суттєвої зміни якісних показників процесу паливоподачі, зокрема максимального і середнього тиску впорскування та тривалості протікання окресленого гідродинамічного процесу.

Для досягнення окресленої мети необхідне вирішення наступного переліку задач, а саме:

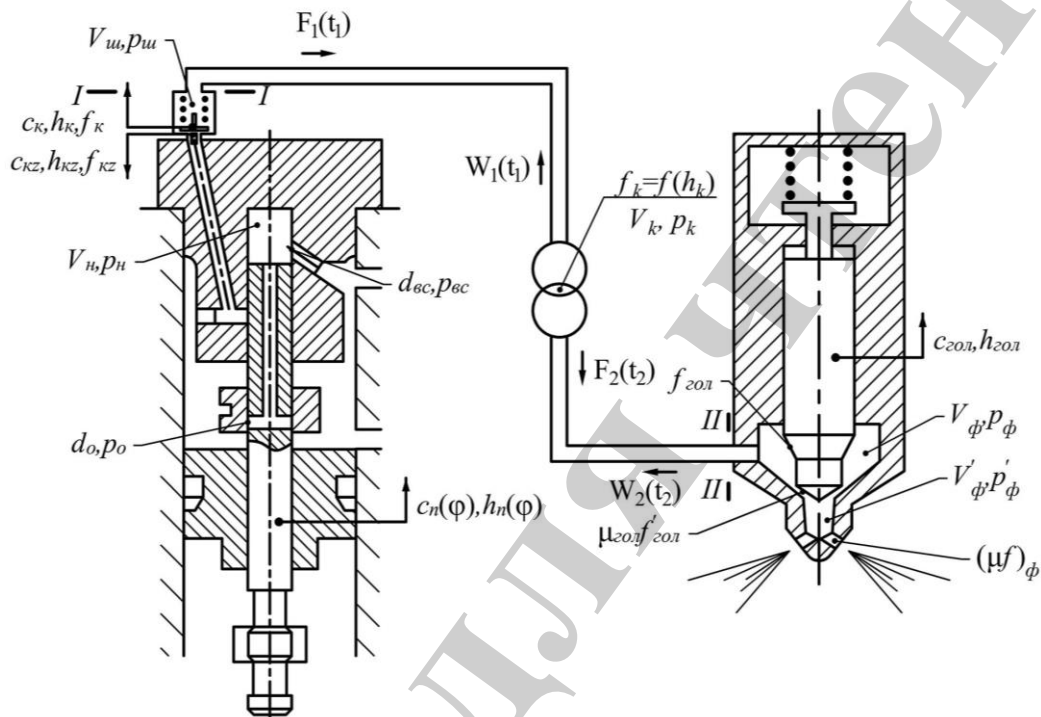
- надати технічний опис нового електромеханічного засобу інтенсифікації паливоподачі для традиційних гідромеханічних паливних систем;
- привести гідравлічну схему паливної системи з новим засобом інтенсифікації паливоподачі;
- відобразити нюанси функціонування паливної системи з запропонованим електромеханічним вузлом та впливу останнього на формування процесу паливоподачі до циліндрів дизеля шляхом уточнення розрахункової моделі роздільних гідравлічних систем паливоподачі;
- провести порівняльні розрахункові дослідження процесів впорскування палива до циліндрів дизеля для штатного та вдосконаленого варіанту роздільної паливної системи дизеля зі співставленням ключових гідродинамічних показників та характеристик.

4. Технічний опис електромеханічного засобу інтенсифікації паливоподачі та представлення гідравлічної схеми паливної системи з новим електрорегульованим гідравлічним вузлом

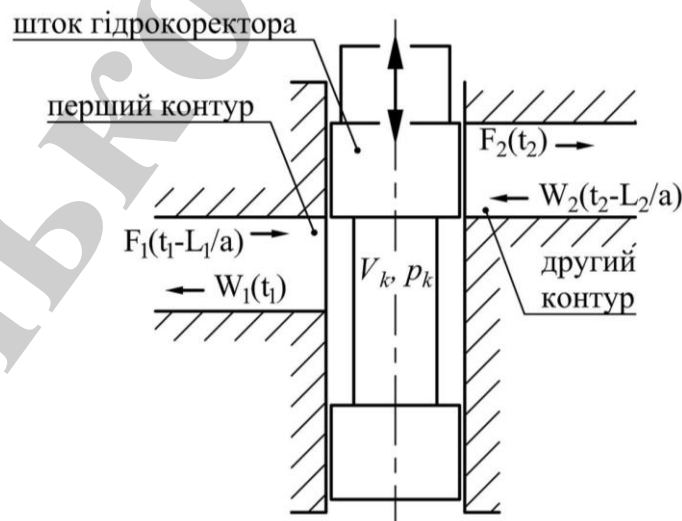
Розроблений електромеханічний засіб [19–20] інтенсифікації паливоподачі є альтернативним варіантом відомого модулятора імпульсів тиску [13].

По аналогії з модулятором імпульсів тиску електромеханічний засіб (далі – гідрокоректор) є складовою паливоагнітального тракту і розташований між паливним насосом високого тиску та гідромеханічною форсункою. Гідравлічна схема паливної системи з гідрокоректором представлена на рис. 1, а. За своїми конструктивним виконанням гідрокоректор представляє собою циліндричний шток (рис. 1, б) з кільцевою проточкою у середній своїй частині, до якої з певним зміщенням в поперечній площині один до одного підходять підвідний та відвідний паливні канали, що, відповідно, сполучають гідрокоректор з

паливним насосом та форсункою. При цьому в одному із крайніх положень штока його циліндрична частина штока перекриває відповідний канал, водночас залишаючи відкритий підвідний. При переміщенні штока в інше крайнє положення обидва канали є відкритими та сполучаються з кільцевою проточкою штока, тим самим забезпечуючи безперешкодний перетік потоків палива з одного каналу в інший. Переміщення штока з одного положення в інше здійснюється за рахунок електромагнітної сили, що генерується електромагнітом, якорем якого виступає зазначений шток.



а



б

Рис. 1. Гідравлічна схема паливної системи дизеля: а – взаємозв'язок між ключовими гідравлічними вузлами системи; б – внутрішня структура електромагнітного засобу інтенсифікації паливоподачі

Основною відмінністю вдосконаленої паливної системи порівняно з її серійним варіантом є наявність в нагнітальному паливопроводі додаткового паливного об'єму, який впливає на процес паливоподачі впродовж усього її перебігу, особливо на початковій фазі. З врахуванням впливу цього об'єму на процес паливоподачі, цей процес можна окремо розглядати в двох контурах нагнітального паливопроводу. При цьому в якості межі розділу виступає гідрокоректор зі змінним прохідним перерізом відвідного каналу та додатковим паливним об'ємом кільцевої проточки штоку. Величина додаткового паливного об'єму впливає не тільки на величину імпульсу подачі та характер руху паливотоку в обох контурах, а, відповідно, і визначає характер зміни тиску в об'ємі форсунки.

Таким чином, при проведенні математичного моделювання руху імпульсу подачі від паливного насосу до форсунки виникає потреба у математичному описі розповсюдження імпульсу в обох контурах нагнітального паливопроводу. При цьому обов'язковим є врахування впливу на імпульс паливоподачі паливного об'єму гідрокоректора.

Для моделювання руху імпульсу подачі вздовж нагнітального тракту була вибрана гідродинамічна модель, яка розглядала процес паливоподачі як імпульс, що виникає у вхідному перерізі паливного насосу високого тиску та спрямовується по паливопроводу зі швидкістю звуку до гідравлічної форсунки. У форсунці стрибкоподібний перехід від прохідного перерізу нагнітального трубопроводу до розпилюючих отворів розпилювача гальмує рух палива та підвищує його тиск, що призведе до виникнення гідравлічного удару. Це дозволяє описувати рух палива в нагнітальному трубопроводі рівняннями теорії гідравлічного удару, які мають наступний вигляд [21]:

$$\begin{cases} \frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{1}{a^2 \rho_T} \cdot \frac{\partial p}{\partial t}, \end{cases} \quad (1)$$

де c – швидкість руху палива в сторону форсунки; p – тиск палива; ρ – густина палива; a – місцева швидкість розповсюдження хвилі тиску; x – координата по довжині трубопроводу; t – час.

У загальному випадку при гідравлічному ударі для складних граничних умов та одиночного імпульсу подачі доцільніше рішення системи рівнянь (1) представити у формі алгебраїчних рівнянь д'Аламбера:

$$\begin{cases} p - p_3 = F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right); \\ c - c_3 = \frac{1}{a\rho} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (2)$$

де p , c – тиск та швидкість потоку палива у трубопроводі; p_3 , c_3 – залишковий тиск та швидкість паливотоку в трубопроводі на початку нового процесу впорскування.

Функції $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ та $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$ моделюють рух прямої та зворотної хвилі

тиску вздовж трубопроводу. Зворотні хвилі тиску розповсюджуються в напрямку, протилежному основному імпульсу подачі, і виникають внаслідок різкої зміни ефективної прохідної площі.

5. Уточнення розрахункової моделі роздільної гідравлічної системи паливopодачі з новим електромеханічним засобом інтенсифікації впорскування палива

Розглянемо перебіг процесу розповсюдження хвиль тиску в приведених вище ділянках нагнітального паливopоводу, згідно гідравлічної схеми, відображеної на рис. 1, а.

Так, з поступовим перекриттям торцевою кромкою плунжера всмоктувальних вікон гільзи відбувається зростання тиску в надплунжерному об'ємі з відривом від посадкового місця нагнітального клапана. Рух клапану провокує збільшення тиску в штуцерній полості ($p_{ш}$) та виникненню у вхідному перерізі першого контуру паливopоводу неусталеного руху палива, що є причиною утворення прямої хвилі тиску F_1 . Сформована хвиля F_1 з місцевою швидкістю звуку a розповсюджується вздовж першого контуру і через період часу t_1 досягає внутрішнього об'єму гідрокоректора.

Внаслідок раптового розширення об'єму нагнітальної лінії в гідрокоректорі, що є місцевим гідравлічним опором для паливного потоку, в першому контурі виникає зворотна хвиля W_1 , направлена протилежно основній хвилі F_1 :

$$W_1(t_1) = F_1\left(t_1 - \frac{L_1}{a}\right). \quad (3)$$

До приходу зворотної хвилі W_1 величина тиску у прямій хвилі F_1 буде визначатися за відомим виразом:

$$F_1 = p_{ш} - p_3, \quad (4)$$

де p_3 – залишковий тиск в паливopоводі; $p_{ш}$ – тиск у штуцерній полості.

При цьому швидкість надходження палива c_1 до паливopоводу у вхідному перерізі першого контуру, з врахуванням системи рівнянь (2), визначається:

$$c_1 = \frac{F_1}{a\rho}, \quad (5)$$

де ρ – густина палива.

Хвиля W_1 , повертаючись до вхідного перерізу паливопроводу, є хвилею стиску, яка змушує паливо з паливопроводу надходити назад до порожнини штуцера, тим самим зменшуючи швидкість паливопотoku в основному напрямку.

З врахуванням системи (2) швидкість паливопотoku c_1 може бути знайдена з виразу:

$$c_1 = \frac{1}{a\rho} \left(F_1(t) - W_1 \left(t - \frac{L_1}{a} \right) \right), \quad (6)$$

де L_1 – довжина першого контуру.

Зменшення швидкості руху паливопотoku у вхідному перерізі першого контуру на фоні зростання об'ємної подачі палива з надплунжерного об'єму призводить до збільшення тиску в просторі штуцера:

$$p_{\text{шт}}(t) = F_1(t) + W_1 \left(t - \frac{L_1}{a} \right) + p_3. \quad (7)$$

Крім того, зворотна хвиля W_1 стримує зростання амплітуди тиску прямої хвилі F_1 .

У паливному об'ємі гідрокоректора при закритому пропускному каналі пряма хвиля F_1 викликає збільшення гідравлічного тиску, швидкість підвищення якого залежить від амплітуди прямої хвилі. Тиск у вхідному перерізі гідрокоректора може бути визначений за формулою:

$$p_k(t) = F_1 \left(t - \frac{L_1}{a} \right) + W_1(t) + p_3. \quad (8)$$

Характер формування прямої F_1 та зворотної хвилі W_1 біля вхідного перерізу об'єму гідрокоректора залишається сталим до тих пір, поки шток гідрокоректора не почне рухатися та відкривати пропускний канал. Після початку підйому штока гідрокоректора площа пропускного каналу починає поступово збільшуватися. Це призводить до інтенсивного збудження потоку палива за гідрокоректором та утворення у його вихідному перерізі прямої хвилі тиску F_2 , амплітуда якої може бути знайдена за формулою:

$$F_2 = p_k - p_3. \quad (9)$$

Пряма хвиля F_2 , рухаючись по другому контуру довжиною L_2 , спрямовується до паливного об'єму гідрокерованої форсунки, викликаючи в ньому підвищення тиску.

В той же час, за рахунок раптового переходу від перерізу паливних каналів гідрокоректора до закритих отворів розпилувача виникає зворотна хвиля W_2 ,

що розповсюджується в сторону гідрокоректора.

При цьому швидкість палива c_ϕ в перерізі біля форсунки та зміна тиску у зворотній хвилі W_2 можна визначити з наступних рівнянь:

$$\begin{cases} W_2(t_2) = p_\phi - p_3 - F_2\left(t_2 - \frac{L_2}{a}\right); \\ c_\phi = \frac{1}{a\rho} \left[2 \cdot F_2\left(t_2 - \frac{L_2}{a}\right) - p_\phi + p_3 \right]. \end{cases} \quad (10)$$

де p_ϕ – тиск в об'ємі форсунки.

Хвиля W_2 рухається до об'єму гідрокоректора і впливає на закон зміни гідравлічного тиску в ньому, швидкості витікання палива з даного об'єму та характер формування прямої хвилі F_2 . Усі зміни перелічених параметрів можна обрахувати за використанням системи рівнянь:

$$\begin{cases} p_k - p_3 = F_2(t_2) + W_2\left(t_2 - \frac{L_2}{a}\right); \\ c_{\text{квих}} - c_3 = \frac{1}{a\rho} \left[F_2(t_2) - W_2\left(t_2 - \frac{L_2}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (11)$$

де $c_{\text{квих}}$ – швидкість паливотоку на виході з гідрокоректора.

Слід відмітити, що площа прохідного каналу гідрокоректора не є завжди сталою, а перебуває у функціональній залежності від координати лінійного переміщення штока гідрокоректора.

Прохідну площу паливного каналу можна визначити за геометричною фігурою (коловим сегментом) утвореної коловим перерізом прохідного каналу та граничною лінією кільцевої проточки штока:

$$f_{\text{ГК}} = \frac{r^2}{2} \cdot (\alpha - \sin\alpha), \quad (12)$$

де r – радіус прохідного каналу; α – центральний кут колового сегменту, рад.

Кут α визначається з виразу:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 1 - \frac{h}{r}, \quad (13)$$

де h – поточна висота підйому штока гідрокоректора.

Зазвичай, поточне значення висоти підйому штока коректора визначається з сумісного рішення динаміки роботи електромагніта та розрахунку його магнітного ланцюга [22]. З метою уникнення приведення складних математичних викладів по наданню функціональній залежності $h_k=f(t)$

аналітичного вигляду та для полегшення теоретичних досліджень дана залежність може бути визначена експериментальним шляхом і представлена у вигляді поліноміальної залежності n -ої степені:

$$h = a_0 + \sum_{n=1}^k a_n \cdot t^n. \quad (14)$$

Характер зміни тиску в штуцері насосу $p_{ш}$ в об'ємі гідрокоректора p_k і в об'ємі форсунки p_f визначається за рівняннями граничних умов, складених для цих паливних об'ємів системи паливоподачі.

Рівняння граничних умов об'єднують в собі рівняння балансу палива в певному перерізі нагнітального трубопроводу та рівняння руху запірних органів паливної системи. У зв'язку зі закриттям та відкриттям всмоктувальних та відсічних вікон, переміщенням нагнітального клапану та голки розпилювача форсунки граничні умови не є сталими, тому виникає необхідність розділяти процес паливоподачі на декілька етапів. Кількість цих етапів залежить від конструкції системи та співвідношення розмірів між її елементами. При цьому принцип складання рівнянь граничних умов для всіх етапів є однаковим. Змінюється лише кількість складових в кожному з формованих рівнянь та кількість самих рівнянь.

Загальноприйнято процес паливоподачі розглядати окремо для паливного насосу та гідрокерованої форсунки [21]. Так, для дослідного паливного насосу процес паливоподачі можна розділити на такі етапи:

- перший – від початку руху плунжера до початку руху нагнітального клапана;
- другий – від початку руху нагнітального клапана до повного перекриття всмоктувальних вікон;
- третій – від початку відкриття відсічного вікна до моменту посадки нагнітального клапана на сідло;
- четвертий – від моменту посадки нагнітального клапана на сідло до моменту закриття зворотного клапану;
- п'ятий – від повернення зворотного клапану в початкове положення до повного припинення руху палива в нагнітальному тракті.

Процес у форсунці характеризується наступними етапами:

- від початку руху голки розпилювача до моменту досягнення максимальної висоти підйому;
- від моменту досягнення голкою максимальної висоти підйому до початку її посадки;
- від початку руху голки у зворотному напрямку до моменту посадки її на запірний конус.

Для паливного об'єму гідрокоректора характерні наступні два етапи. Перший етап відбувається в період при закритому прохідному каналі, при якому відбувається акумуляція паливотоку. У свою чергу, другий етап триває від моменту сполучення об'єму з прохідним каналом гідрокоректора до

моменту припинення руху хвиль тиску в паливній магістралі.

При складанні граничних умов для кожного зі перелічених етапів конструктивних елементів паливної системи і процесу паливоподачі в цілому допускаються наступні спрощення:

1. Нагнітальний та зворотній клапан і голка форсунки рухаються рівномірно прискорено.

2. Тиск палива в об'ємі штуцера і у вхідному перерізі нагнітального трубопроводу тотожні.

3. Тиск у вихідному перерізі нагнітального трубопроводу і в об'ємі форсунки рівні.

4. Тиск у вхідному і вихідному перерізі гідрокоректора дорівнюють тискові в його паливному об'ємі.

5. Миттєві значення швидкості несталого руху палива визначаються за формулами сталого руху.

6. Дроселювання палива при надходженні палива з надплунжерного об'єму в порожнину паливної форсунки, а також дроселювання у відсічних та всмоктувальних вікнах, враховується спеціальними коефіцієнтами витрати.

7. Не враховується вплив об'єму камери перед сопловими отворами розпилювача на процес впорскування.

8. Сила тертя між запірної голкою та корпусом розпилювача форсунки не враховується, внаслідок її малозначності порівняно з іншими силовими складовими рівняння динамічної рівноваги.

9. Внаслідок відносно невеликого надлишкового тиску впорскування для досліджуємої системи паливоподачі втрати палива через зазори в з'єднаннях плунжер-втулка та голка-розпилювач не враховуються при складанні рівнянь балансу палива для розрахункових перерізах нагнітального трубопроводу.

10. Виходячи з умови невеликого тиску впорскування при розрахунках не береться до уваги об'ємна деформація трубопроводів, штуцерів та втулки нагнітального плунжера. З цієї ж причини не враховується і пружність кулачкового валу паливного насоса.

З метою уникнення приведення опису граничних умов для кожного етапу паливоподачі складемо такі рівняння граничних умов, в яких би містилась максимальна кількість функціональних складових, що описують той чи інший етап процесу паливоподачі для паливного насоса. Для реалізації можливості застосування цих рівнянь для опису кожного з приведених етапів до складу введемо, відповідно до рекомендацій викладених у роботах [21, 23], спеціальні ступінчаті функції \square_i , де $i=1...5$. Ці функції приймають лише два фіксованих числових значення нуля та одиниці в залежності від накладених на них логічних умов, і тим самим встановлюють вид та кількість ключових рівнянь для кожного етапу розрахунку.

Узагальнююча система рівняння граничних умов процесу паливоподачі паливного насоса та вхідного перерізу I-I нагнітального трубопроводу прийме наступний вид:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & \alpha V_{\text{н}} \frac{dp_{\text{н}}}{dt} = f_{\text{н}} \cdot c_{\text{н}} - \sigma_1 \cdot \text{sign}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}) \cdot \mu_{\text{вс}} \cdot f_{\text{вс}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}} - \\
 & - \sigma_2 \cdot \mu_o \cdot f_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} - p_o} - \sigma_3 \cdot \text{sign}(p_{\text{н}} - p_{\text{ш}}) \cdot \mu_{\text{ш}} \cdot f_{\text{ш}} \times \\
 & \times \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} - p_{\text{ш}}} - \sigma_4 \cdot f_{\text{к}} \cdot \frac{dh_{\text{к}}}{dt} + \sigma_5 \cdot f_{\text{кз}} \cdot \frac{dh_{\text{кз}}}{dt}; \\
 & \alpha V_{\text{ш}} \frac{dp_{\text{ш}}}{dt} = \sigma_3 \cdot \text{sign}(p_{\text{н}} - p_{\text{ш}}) \cdot \mu_{\text{ш}} \cdot f_{\text{ш}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} - p_{\text{ш}}} + \\
 & + \sigma_4 \cdot f_{\text{к}} \cdot \frac{dh_{\text{к}}}{dt} - \sigma_5 \cdot f_{\text{кз}} \cdot \frac{dh_{\text{кз}}}{dt} - f_{\text{т}} \cdot c_1; \\
 & \sigma_4 \cdot M_{\text{к}} \frac{d^2 h_{\text{к}}}{dt^2} = f_{\text{к}} \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{ш}}) - \delta_{\text{к}} \cdot (h_{\text{к0}} + h_{\text{к}}); \\
 & \sigma_5 \cdot M_{\text{кз}} \frac{d^2 h_{\text{кз}}}{dt^2} = f_{\text{кз}} \cdot (p_{\text{ш}} - p_{\text{н}}) - \delta_{\text{кз}} \cdot (h_{\text{кз0}} + h_{\text{кз}}),
 \end{aligned} \right. \quad (15)$$

де $V_{\text{н}}$, $V_{\text{ш}}$ – об’єм камери нагнітання та штуцера паливного насоса; $f_{\text{н}}$, $f_{\text{вс}}$, f_o , $f_{\text{к}}$, $f_{\text{кз}}$, $f_{\text{ш}}$ – відповідна площа поперечного перерізу плунжера, всмоктувальних та відсічних вікон, нагнітального та зворотного клапану та прохідного каналу навколо запірних клапанів; $\mu_{\text{вс}}$, μ_o , $\mu_{\text{ш}}$ – коефіцієнти витрати палива через всмоктувальні та відсічні вікна, запірні клапани; $p_{\text{н}}$, $p_{\text{вс}}$, p_o , $p_{\text{ш}}$ – тиск у надплунжерному об’ємі, системі низького тиску, відсічній порожнині та штуцері; $c_{\text{н}}$, c_1 – швидкість руху плунжера та потоку палива в трубопроводі у вхідному перерізі трубопровода; $h_{\text{к}}$, $h_{\text{к0}}$, $h_{\text{кз}}$, $h_{\text{кз0}}$ – поточна та початкова висота підйому нагнітального та зворотного клапана; $M_{\text{к}}$, $M_{\text{кз}}$ – сукупна маса деталей, що переміщується разом з нагнітальним та зворотним клапаном; $\delta_{\text{к}}$, $\delta_{\text{кз}}$ – коефіцієнт жорсткості пружини нагнітального та зворотного клапана.

Приведемо короткий опис функціональних складових рівнянь, що входять у систему рівнянь (15). Перший член першого рівняння характеризує кількість палива, що залишається в камері стискання. Другий – визначає об’ємну швидкість виштовхування палива плунжером насоса. Третій та четвертий – виражають об’ємну швидкість перетікання палива через всмоктувальні вікна та відсічні вікна. П’ятий – представляє собою об’ємну швидкість перетікання палива з надплунжерного об’єму в об’єм штуцера через прохідний канал біля зворотного клапану. Шостий – надає кількісну ознаку швидкості заповнення паливом об’єму, що звільняється після підняття нагнітального клапану. Сьомий – визначає кількість палива, що виштовхується до надплунжерного простору зворотнім клапаном при своєму русі під дією зворотної хвилі тиску сформованої біля форсунки. Таким чином, перше рівняння описує об’ємний

баланс палива між тим скільки плунжер виштовхнув при своєму русі і тим, на що було витрачено ця кількість палива.

Друге рівняння системи (15) є одночасно рівняння балансом палива для штуцера насоса і для вхідного перерізу трубопроводу. Перший член цього рівняння визначає кількість палива, що залишається стиснутим в об'ємі штуцера. Другий – обумовлює кількість палива, що надійшло до об'єму штуцера через прохідний переріз зворотного клапану. Третій – характеризує кількість палива, що виштовхується нагнітальним клапаном в штуцері при його русі в момент подачі палива. Четвертий – відображає об'ємну швидкість заповнення об'єму звільненого зворотнім клапаном при своєму русі під дією зворотної хвилі тиску після припинення подачі палива та посадки нагнітального клапану на сідло. П'ятий – описує кількість палива, що поступила в нагнітальний трубопровід.

Останні два рівняння системи (15) характеризує динамічну рівновагу, відповідно, нагнітального та зворотного клапану. Перша складова цих рівнянь визначає силу інерції маси клапанів та супроводжувальних деталей, що рухаються разом з ними. Друга складова визначає результативну силу гідравлічного тиску, що діє на клапани з боку камери нагнітання та штуцера паливного насосу. Третя складова враховує вплив на клапани пружності пружин.

Слід відмітити, що прохідні перерізи всмоктувальних та відсічних вікон при русі нагнітального плунжера змінюють свою площу і можуть бути визначені з виразів [21]:

– площа всмоктувальних вікон:

$$f_{\text{вс}} = i \cdot \frac{r^2}{2} \cdot (2\pi - 2\chi + \sin 2\chi), \quad (16)$$

– площа відсічних вікон:

$$f_o = i \cdot \frac{r^2}{2} \cdot (2\chi - \sin 2\chi), \quad (17)$$

де r – радіуси всмоктувальних та відсічних вікон; i – кількість вікон

Кут χ визначається з виразу:

$$\cos \chi = 1 - \frac{h - h_{\text{поч}}}{r}, \quad (18)$$

де h , $h_{\text{поч}}$ – поточна висота підйому нагнітального плунжера та висота плунжера, при якій кромка плунжера починає перекривати всмоктувальні чи відкривати відсічні вікна.

Поточний об'єм камери нагнітання та штуцера визначається з наступних виразів:

$$V_{\text{H}} = V'_{\text{H}} + f_{\text{II}} \cdot (h_{\text{II}}^{\text{max}} - h_{\text{II}}) + f_{\text{K}} \cdot h_{\text{K}}, \quad (19)$$

$$V_{\text{III}} = V'_{\text{III}} - f_{\text{K}} \cdot h_{\text{K}}, \quad (20)$$

де V'_{H} – сумарний об'єм камери нагнітання при положенні плунжера у верхній мертвій точці та об'ємів паливних каналів паливної секції, по яким протікає паливо з надплунжерного об'єму до штуцера; V'_{III} – об'єм штуцера насосу при нерухомому нагнітальному клапані.

Граничні умови зі ступінчастими функціями у форсунці закритого типу та вихідного перерізу II-II нагнітального трубопроводу визначаються за наступною системою рівнянь [21]:

$$\begin{cases} \alpha V_{\text{Ф}} \cdot \frac{dp_{\text{Ф}}}{dt} = f_{\text{T}} \cdot c_2 - \sigma_6 \cdot (\mu f)_{\text{Ф}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p'_{\text{Ф}} - p_z} - \sigma_7 \cdot f_{\text{гол}} \cdot c_{\text{гол}}; \\ \sigma_7 \cdot M \frac{d^2 h_{\text{гол}}}{dt^2} = (f_{\text{гол}} - f_{\text{H}}) \cdot (p_{\text{Ф}} - p_{\text{Ф0}}) + f_{\text{H}} \cdot p'_{\text{Ф}} - \delta \cdot y, \end{cases} \quad (21)$$

де $V_{\text{Ф}}$ – паливний об'єм форсунки; p_z – тиск газів у циліндрі дизеля; $p_{\text{Ф}}$ – тиск палива в об'ємі форсунки; $p_{\text{Ф0}}$ – початковий тиск підйому запірної голки форсунки; $p'_{\text{Ф}}$ – поточний тиск палива в камері перед сопловими отворами розпилювача форсунки; $c_{\text{гол}}$, c_2 – швидкість переміщення голки та паливного потоку у вихідному перерізі трубопроводу; $f_{\text{гол}}$, f_{H} – площа поперечного перерізу голки та її наконечника; δ – жорсткість пружини голки розпилювача; y – величина деформації пружини голки; M – сукупна маса рухомих деталей форсунки; $(\mu f)_{\text{Ф}}$ – ефективний прохідний переріз соплових отворів розпилювача.

Перше рівняння системи (21) характеризує баланс палива між тим, що надійшло з вихідного перерізу трубопроводу та сукупністю паливних потоків, між якими розподіляється даний об'єм палива. Перша складова цієї сукупності характеризує об'єм палива, що впорскується до циліндрів дизеля через соплові отвори розпилювача. Друга – витрачається на заповнення об'єму при переміщенні голки розпилювача. Третя – піддається стиску в камері розпилювача.

Друге рівняння системи (21) описує динамічну рівновагу голки розпилювача. Сила інерції голки (ліва частина рівняння) прирівнюється до суми сил палива (другий та третій член рівняння) та пружності пружини (четвертий член рівняння).

Відповідно до роботи [21] тиск біля соплових отворів розпилювача форсунки визначається з наступного виразу:

$$p'_{\text{Ф}} = \frac{k^2}{1+k^2} (p_{\text{Ф}} - p_z) + p_z. \quad (22)$$

Величина k в цьому виразі характеризує співвідношення прохідного перерізу між запірним конусом голки та сідлом та сопловими отворами:

$$k = \frac{\mu_{\text{гол}} \cdot f'_{\text{гол}}}{(\mu f)_{\phi}} \quad (23)$$

Для розрахунку прохідної площі $f'_{\text{гол}}$ по геометричним параметрам розпилювача використовується вираз [21]:

$$f'_{\text{гол}} = \pi \sin \frac{\phi}{2} (d_{\text{рк}} - 0.5 \cdot y \sin \phi) \cdot y, \quad (24)$$

де ϕ – кут запірного конуса голки розпилювача; $d_{\text{рк}}$ – діаметр камери розпилювача перед сопловими отворами.

Коефіцієнт витрати $\mu_{\text{гол}}$ визначається за експериментальними даними наведених в роботі [21].

Ефективний прохідний переріз соплових отворів розпилювача є функціональною залежністю від переміщення запірної голки і визначається з виразу [24]:

$$(\mu f)_{\phi} = (\mu f)_{\phi}^{\text{max}} \cdot \left[2.64 \frac{y}{y_{\text{max}}} - 2.37 \left(\frac{y}{y_{\text{max}}} \right)^2 + 0.73 \left(\frac{y}{y_{\text{max}}} \right)^3 \right], \quad (25)$$

де $(\mu f)_{\phi}^{\text{max}}$ – максимальний прохідний переріз соплових отворів розпилювача; y , y_{max} – поточне та максимальне переміщення запірної голки розпилювача.

Для об'єму гідрокоректора граничні умови мають наступний вид:

$$\alpha V_{\text{ГК}} \cdot \frac{dp_{\text{ГК}}}{dt} = f_{\text{т}} \cdot c_{\text{КВХ}} - f_{\text{ГК}}(h_{\text{ГК}}) \cdot c_{\text{ГКВХ}}, \quad (26)$$

де $V_{\text{ГК}}$ – паливний об'єм гідрокоректора; $p_{\text{ГК}}$ – поточний тиск палива в паливному об'ємі гідрокоректора.

Перша складова цього рівняння характеризує об'ємну кількість палива, що стискується в паливному об'ємі при наявному дисбалансі кількості палива в ньому. Поява дисбалансу обумовлюється різницею між кількістю палива, що надходить до об'єму (друга складова), та тим (третья складова), яке відводиться від нього при відкритому прохідному каналі гідрокоректора. У випадку повного перекриття кромкою кільцевої проточки штока коректора усе паливо, що надходить до об'єму гідрокоректора піддається стиску, тобто акумулюється.

Для наглядної демонстрації ефективності використання запропонованого технічного рішення та способу інтенсифікації паливоподачі були проведені порівняльні дослідження. Порівнянню розрахунковим шляхом піддавались

характеристики зміни тиску впорскування для штатної системи паливоподачі та системи зі запропонованим електромеханічним засобом інтесифікації. Розрахунки проводились при фіксованій частоті обертання кулачкового валу паливного насосу високого тиску та величині циклової подачі, що вибиралась за зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля у відповідності до вибраної частоти обертання. Кінематичні, об'ємно-габаритні та паливо-об'ємні параметри кожного з гідравлічних вузлів розрахункової моделі запозичувались з паливної системи з розподільчим двопоршневим паливним насосом високого тиску НД-22/6Б4 турбодизеля 6ЧН13/11,5. Розрахунок одиночного процесу паливоподачі проводився для швидкісного режиму роботи дизеля з найбільшим крутним моментом, що реалізується при частоті обертання колінчастого валу 1600 хв^{-1} .

Для отримання рішення сформованих систем диференціальних рівнянь було використано інтерполяційний метод Адамса, згідно якого шукана функція може бути знайдена:

$$y_{n+1} = y_n + h \sum_{i=0}^k \beta_i f(t_{n+1-i}, y_{n+1-i}), \quad (27)$$

де $\beta_1, \beta_2, \beta_3 \dots \beta_i$ – числові коефіцієнти (для неявних методів $\beta_3 \neq 0$); h – крок інтегрування.

Вибір даного методу обумовлений отриманням стійких рішень незважаючи на вибраний крок інтегрування, який вибирається з потреби досягнення максимального ступеня наближення отриманого результату до істинного значення.

Також слід зауважити, що при моделюванні руху хвиль тиску вздовж паливопроводу був враховуваний той факт, що при розповсюдженні хвиль відбувається певна втрата енергії руху зі згасанням амплітуди. Даний аспект враховується в системі рівнянь д'Аламбера спеціальним множником – згасаючим декрементом – , який є змінною величиною, залежною від тиску та швидкості руху палива.

На рис. 2 відображені суміщені результати розрахункових досліджень характеристик зміни тиску впорскування палива для штатної та дослідної паливної системи в залежності від кута повороту кулачкового валу насосу.

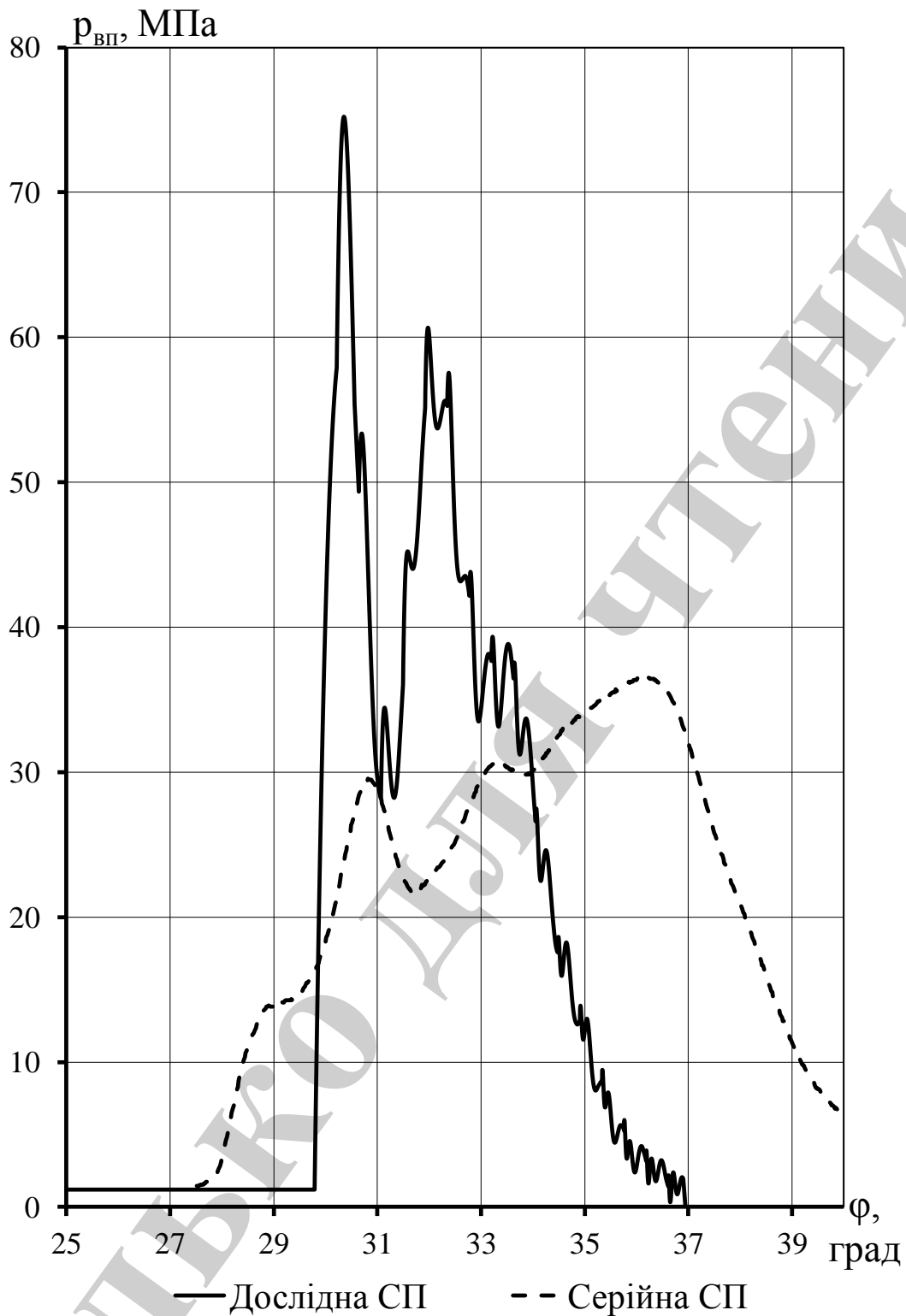


Рис. 2. Залежність тиску впорскування палива від кута повороту кулачкового валу насосу високого тиску при $n_{к.в.}=1600 \text{ хв}^{-1}$

6. Обговорення результатів порівняльних розрахункових досліджень паливних систем дизеля, що співставляються

Характерною особливістю приведених характеристик впорскування палива для системи паливоподачі з дослідними засобами інтенсифікації є достатньо

крутий передній та задній фронт зміни тиску впорскування. Зокрема швидкість зростання тиску при частоті обертання 800 хв^{-1} становить біля 170 МПа/град , що значно перевищує темпи зростання тиску на порівнювальній характеристиці штатної паливної системи. Основною причиною такого інтенсивного підвищення тиску є занадто стиснуте паливо у внутрішньому об'ємі гідрокоректора. При цьому після досягнення максимального значення тиску 75 МПа крива тиску різко падає до рівня $27...28 \text{ МПа}$, що обумовлено початком руху голки розпилувача та звільненням нею додаткового об'єму, який знижує тиск в об'ємі форсунки. Після виходу голки на упор тиск у форсунці починає зростати і досягає свого максимального піку на рівні 60 МПа . Наявність певної нестабільності у зміні тиску впорскування з амплітудою 5 МПа можна пояснити активним переміщенням хвиль тиску між паливним об'ємом форсунки та гідравлічного коректора. Отримані пікові значення тиску впорскування для запропонованого способу інтенсифікації паливоподачі перевищують ідентичні показники одиночного процесу впорскування для штатної паливної системи на $30...40 \text{ МПа}$.

Після достатнього сильного підвищення тиску впорскування відбувається не менш бурхливий спад тиску зі середньою швидкістю 48 МПа/град . Такий спад відбувається за рахунок хвилі розширення, що утворилась у вхідному перерізі паливнагнітальній магістралі штуцера паливного насоса, внаслідок відкриття відсічних вікон плунжера, та підійшла до паливного об'єму форсунки після попереднього посилення у внутрішньому об'ємі гідрокоректора. Завдяки такій інтенсивній подачі палива тривалість впорскування скоротилась з 14 до 7 градусів повороту валу паливного насоса з підвищенням значення середнього тиску впорскування з 27 до 30 МПа .

Окреслений напрямок вдосконалення роздільних паливних систем та запропонований електромезанічний засіб інтенсифікації паливоподачі засвідчили безумовну свою перевагу перед існуючими гідравлічними паливними системи за якісними показниками процесу впорскування і за гнучкістю керування. Крім того, представлена паливна система значно переважає за своїм функціонуваннями можливостями перед своїм прототипом [13]. Особливо це стосується адаптивності, чіткості керування процесом впорскування та відсутності прив'язки функціоналу засобу інтенсифікації для окремо виділеного швидкісно-навантажувального режиму роботи дизеля.

Запропоноване технічне рішення дозволяє в певній мірі вирішити питання економічності та екологічності вже існуючого дизельного автотранспорту з гідравлічними системами паливоподачі та привнести альтернативні рішення в загальну сукупність сучасних напрямків розвитку та вдосконалення паливних систем транспортних засобів.

Практичне впровадження окреслених підходів до поліпшення процесів впорскування палива вимагає використання швидкодійних виконуючих засобів з мінімальним періодом релаксації та малих інерційних проявів у своїй роботі. Також слід відмітити, що ефективність від запровадження технічних нововведень, зважаючи на різьке зростання гідродинамічних складових процесу впорскування палива, вимагає підвищення ступеня технологічності виготов-

лення усіх компонентів паливонагнітального тракту. Це покликано забезпечити появи проявів втрати виділених переваг із-за можливих наявних втрат палива через нещільності між прецизійними дотикаючими поверхнями, низька механічна та гідравлічна міцність конструктивних компонентів та інше.

У рамках подальшого розкриття сформованого ракурсу наукового дослідження слід надалі здійснити розширення сформованої моделі включенням до неї додаткових доповнюючих розрахункових моментів. А саме, динамічного розрахунку паливопроводів, пружинних елементів паливної системи та кінематично-конструктивного розрахунку приводу паливного насосу високого тиску. Даний створений симбіоз дасть змогу повноцінно та систематично підійти до всеохоплюючого принципу розрахунку та проектування паливних систем та наблизити отримані результати розрахункових досліджень максимально близько до експериментальних результатів.

7. Висновки

1. Для поліпшення процесу паливоподачі для паливних систем роздільного типу було розроблено технічний засіб з електромеханічними керуванням, що вмонтовується до нагнітального трубопроводу. Він діє в спосіб, що передбачає вплив на хвильові процеси розповсюдження імпульсу подачі палива в паливонагнітальному тракті від паливного насосу до гідрокерованої форсунки, викликаючи суттєві зміни в амплітудно-часовій характеристиці процесу паливоподачі.

2. На основі запропонованого принципу інтенсифікації паливоподачі була розроблена гідравлічна схема, практичне втілення якої не потребує кардинальних змін у конструкції паливної апаратури. Це викликано тим, що електромеханічні засоби, в основу яких закладений запропонований принцип інтенсифікації, вмонтовуються у паливопровід у вигляді окремого гідравлічного вузла з рухомим золотниковим елементом та внутрішнім паливним об'ємом.

3. Побудова розрахункової моделі паливної системи з новими електромеханічними засобом інтенсифікації паливоподачі може бути здійснена із залученням математичних основ гідродинамічного розрахунку, оснований на хвильовій теорії гідравлічного удару. Для отримання розв'язку сформованих систем диференціальних рівнянь необхідне використання неявних методів чисельного інтегрування, зокрема інтерполяційного методу Адамса.

4. На основі отриманих результатів порівняльних досліджень можна стверджувати про достатньо серйозне поліпшення параметрів паливоподачі для паливної системи з новим засобом інтенсифікації паливоподачі. Зокрема, відбувається підвищення максимального та середнього тиску впорскування, скорочення загальної тривалості подачі палива через форсунку. Також наявність крутих фронтів зростання та зниження гідравлічного тиску сприятимуть уникненню появи підвприскувань та повільно розвиваючого характеру витікання палива крізь сопла розпилювача.

Література

1. Григорьев А. Л. Оптимальное профилирование кулачков топливных насосов маневровых тепловозов // Вестник Национального технического университета «ХПИ». 2003. № 9. С. 64–71.
2. Modeling of selected design characteristics of cam and hypocycloidal drives of high-pressure fuel pumps / Bor M., Borowczyk T., Karpiuk W., Smolec R. // *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2018. Vol. 12, Issue 2. P. 128–136. doi: <https://doi.org/10.12913/22998624/87064>
3. Processes in fuel system of diesel engine at speeding up of the high pressure fuel pump / Slavutskij V. M., Salykin E. A., Lipilin V. I., Skorobogatov A. A. // *Handbook. An Engineering journal with appendix*. 2014. Issue 10. P. 50–53. doi: <https://doi.org/10.14489/hb.2014.010.pp.050-053>
4. A Study on the Influence of Fuel Pipe on Fuel Injection Characteristics of Each Nozzle Hole in Diesel Injector / Luo F., Wang C., Xue F., Ye B., Wu X. // *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 40. P. 02016. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/20164002016>
5. Njere D., Emekwuru N. Fuel spray vapour distribution correlations for a high pressure diesel fuel spray cases for different injector nozzle geometries // *Proceedings ILASS–Europe 2017. 28th Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. 2017. doi: <https://doi.org/10.4995/ilass2017.2017.4951>
6. Абрамчук А. Ф. Повышение эколого-экономических показателей автомобильного дизеля путем модификации процесса впрыскивания топлива // *Автомобильный транспорт*. 2005. № 16. С. 303–305.
7. Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки / Врублевський А. Н., Денисов А. В., Григорьев А. Л., Грицюк А. В., Щербаков Г. А. // *Двигатели внутреннего сгорания*. 2006. № 2. С. 97–101.
8. Грицюк А. В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизели // *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 32–35.
9. Influence of high injection pressure on fuel injection performances and diesel engine working process / Shatrov M., Golubkov L., Dunin A., Yakovenko A., Dushkin P. // *Thermal Science*. 2015. Vol. 19, Issue 6. P. 2245–2253. doi: <https://doi.org/10.2298/tsci151109192s>
10. Characteristics of pressure wave in common rail fuel injection system of high-speed direct injection diesel engines / Herfatmanesh M. R., Peng Z., Ihracska A., Lin Y., Lu L., Zhang C. // *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 8, Issue 5. P. 168781401664824. doi: <https://doi.org/10.1177/1687814016648246>
11. Tunka L., Polcar A. The Influence of Common-rail Adjustment on the Parameters of a Diesel Tractor Engine // *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2016. Vol. 64, Issue 3. P. 911–918. doi: <https://doi.org/10.11118/actaun201664030911>
12. Hochbelastete Zylinderköpfe für Otto- und Dieselmotoren / Sorger H., Zieher F., Sauerwein U., Schöffmann W. // *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*. 2008. Vol. 69, Issue 2. P. 104–113. doi: <https://doi.org/10.1007/bf03227278>

13. Повышение давления впрыскивания в топливной системе высокооборотного автомобильного дизеля при помощи МИД / Врублевский А. Н., Денисов А. В., Григорьев А. Л., Грицюк А. В., Щербаков Г. А. // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2006. № 32. С. 50–54.

14. Пристрій для упорскування палива в дизель і в газодизель: Пат. № 22446 UA / Григор'єв О. Л., Розенбліт Г. Б., Врублевський О. М., Куриц О. А. № u200903104; заявл. 14.11.1995; опубл. 15.08.2001, Бюл. № 7.

15. Коробельщики Н. И., Кадмин Б. Н. Влияние компенсатора гидравлического удара на процесс впрыска топлива в быстроходных дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. 1971. № 2. С. 118–125.

16. Fuel injection: Pat. No. 2203803 GB. No. 8709038; declared: 15.04.1987; published: 15.04.1988.

17. Ratio valve to control unloading of modulating relief valve: Pat. No. EP19870904483. No. US19860914974; declared: 03.10.1986; published: 26.10.1988.

18. Apparatus for selectively injecting diesel oil and igniting fuel into the combustion chamber of a reciprocating internal-combustion engine using as main fuel diesel oil or gas: Pat. No. CH669015. No. CH19860000562; declared: 12.02.1986; published: 15.02.1989.

19. Иванов О. М. Гідравлічний коректор системи паливоподачі дизеля: Пат. № 44504 UA. № u200903104; заявл. 02.04.2009; опубл. 12.10.2009, Бюл. № 19.

20. Иванов О. М. Спосіб коректування кута випередження впорскування палива в циліндри дизеля: Пат. № 113738 UA. № u201608645; заявл. 08.08.2016; опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3.

21. Астахов И. В. Подача и распыливание топлива в дизелях. Москва, 1971. 359 с.

22. Воронов Н. А. Применение расчетных методов к анализу динамики электромагнитного привода в форсунках электроуправляемых систем топливоподачи // Двигателестроение. 1985. № 5. С. 25–27.

23. Фомин Ю. Я. Методика расчета топливоподачи в насосе с нагнетательным клапаном двойного действия // Двигателестроение. 1982. № 9. С. 39–41.

24. Фомин Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. Москва, 1973. 144 с.