

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМИ ПРИВОДАМИ КЛАПАНІВ

Горбик Юрій Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедра Інжинірингу систем автомобільного транспорту, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: yuragorbik@gmail.com, ORCID: [0000-0001-6876-8428](https://orcid.org/0000-0001-6876-8428)

Сучасні паливні форсунки з електромагнітними приводами є критичними компонентами систем живлення двигунів внутрішнього згорання, від яких залежить точність дозування палива, ефективність згорання суміші та екологічні показники двигуна.

Актуальність теми роботи пов'язана з тим, що при експлуатації динамічні характеристики паливних форсунок, такі як швидкість спрацьовування, стабільність циклової подачі та відповідність керуючим сигналам, які безпосередньо впливають на якість роботи двигуна можуть змінюватися. Їхні параметри погіршуються через знос, забруднення або деградацію матеріалів, що призводить до збільшення викидів шкідливих речовин, зростання витрати палива та зниження потужності.

Метою цієї роботи є зниження трудомісткості та підвищення інформативності діагностики електромагнітних форсунок розподіленого впорскування в бензинових і газових двигунах легкових автомобілів в умовах експлуатації шляхом використання розробленого методу вимірювання тривалості відкритого стану клапана форсунки $\tau_{\text{впр}}$ (метод реєстрації руху клапана або якоря).

Об'єктом дослідження є форсунки, які використовуються концерном Volkswagen в паливних системах легкових автомобілів.

Предметом дослідження є оцінка впливу технічного стану електромагнітних форсунок на їх динамічні характеристики.

Сучасні дослідження свідчать про суттєвий вплив мікропроцесорних систем керування на підвищення ефективності роботи ДВЗ. Як показано у [1], використання предиктивного керування дозволяє адаптувати параметри паливоподачі в режимі реального часу, покращуючи паливну економічність і знижуючи рівень шкідливих викидів. В інших роботах [2, 3] розглядається структура систем керування запалюванням і впорскуванням пального, з акцентом на точність регулювання об'єму палива та моменту упорскування. Особливу увагу приділено форсункам з електромеханічним приводом, де тривалість імпульсу й тиск пального безпосередньо визначають цикл подачі. Автори [4, 5] наголошують, що ефективність роботи форсунки значною мірою залежить від конструкції електромеханічного перетворювача, зокрема його інерційних характеристик та енергоспоживання, що є критичними при високошвидкісній роботі.

Одним з найбільш відомих електромеханічних перетворювачів, через свою ефективність, простоти й давнини винаходу, є електромагнітний перетворювач, у якому використовуються сили електромагнітної взаємодії магнітних полів, створюваних обмоткою електромагніта у феромагнітних масах нерухомого магнітопроводу котушки і рухомого якоря.

Характерною рисою сил електромагнітної взаємодії є незалежність їхнього напрямку від напрямку магнітного потоку, а отже, і струму, що протікає по обмотці керування. Таким чином, електромагнітні перетворювачі енергії мають однобічну характеристику, тобто вони роблять роботу тільки в одному напрямку.

Даний тип форсунок, що мають електромагнітний привод, одержав широке поширення у двигунах з іскровим запалюванням. Нижче наведені конструкції форсунок, використовувані для подачі бензину, стислого природного й зрідженого нафтового газу.

На рис. 1, а наведена конструкція форсунки фірми Bosch, що одержала найбільше поширення в системах розподіленого упорскування бензину у впускний колектор.

Форсунки, використовувані концерном Volkswagen у системах упорскування бензину в камеру згоряння (рис. 1, в), відрізняються від попередніх подовженою частиною розпилювача, бо працюють у більш важких температурних умовах, та формою магнітопроводу і кількістю витків котушки електромагніта, бо безпосереднє впорскування бензину має обмеження у часі тому електромеханічний перетворювач повинен мати більшу швидкодію.

Форсунки для подачі скрапленого нафтового газу чи стисненого природного газу (рис. 1, б) суттєво відрізняються від двох попередніх конструкцій формою деталей електромагніта, клапана та безпосереднім розташуванням форсунок на рампі.

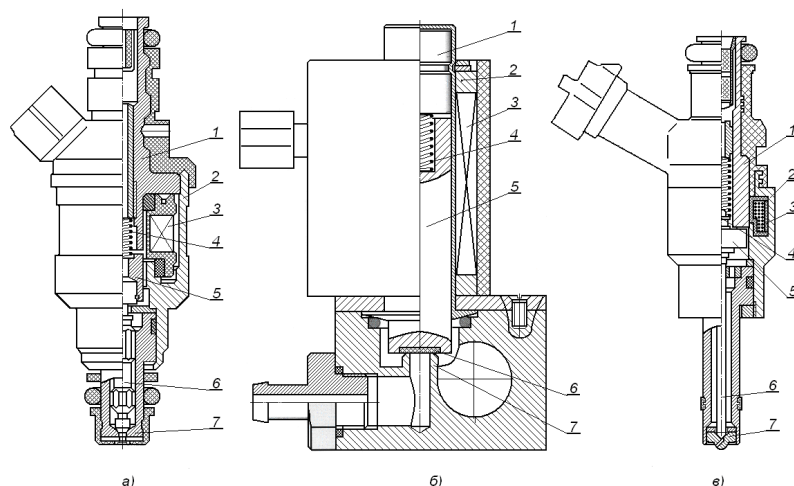


Рисунок 1 – Конструкції форсунок для подачі бензину та газу: 1 – внутрішній магнітопровід; 2 – зовнішній магнітопровід; 3 – котушка електромагніта; 4 – пружина; 5 – якор електромагніта; 6 – клапан (голка) форсунки; 7 – сидло (ущільнююча поверхня) клапана

Але для всіх наведених варіантів форсунок характерною ознакою є наявність елементів електромеханічного перетворювача: феромагнітного магнітопроводу, який охоплює котушку, і рухомого якоря. Тобто всі вони електромеханічні з електромагнітним приводом безпосередньої дії.

До переваг ЕМФ варто віднести простоту конструкції, недоліком є суттєва затримка відкриття голки форсунки при спрацьовуванні електромеханічного перетворювача.

Результати дослідження.

Практично у всіх системах в основу алгоритму керування форсунками покладена модель визначення циклової подачі:

$$G_{\text{цп}} = g_{\text{ст}} \cdot \tau_k, \quad (1)$$

де $g_{\text{ст}}$ - статична продуктивність форсунки, τ_k - тривалості керуючого імпульсу, що подається на форсунку. Під статичною продуктивністю форсунки $g_{\text{ст}}$ розуміють її здатність пропустити кількість палива G_n при постійно відкритому клапані за певний проміжок часу τ_{ϵ} (рис. 2).

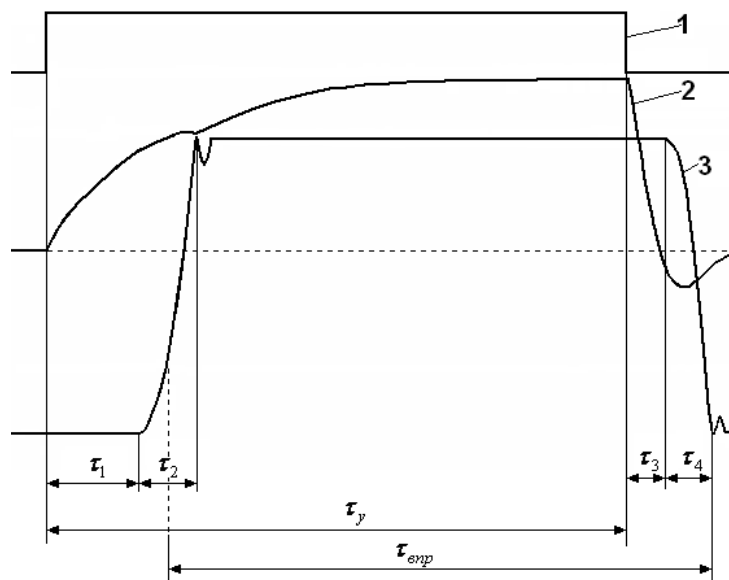


Рисунок 2 – Осцилограма процесів в електромагнітному приводі клапана форсунки: 1 – керуючий сигнал; 2 – сила струму у котушці електромагніту; 3 – діаграма руху якоря електромагніту (клапана форсунки)

Із рис. 2 видно, що діаграма руху клапана має форму, близьку до трапеції. Згідно формули (1) циклова подача визначається як площа прямокутника висотою $g_{\text{ст}}$ і шириною τ_k .

Похибка визначення циклової подачі:

$$\frac{\Delta G_{\text{цп}}}{G_{\text{цп}}} = \frac{\Delta g_{\text{ст}}}{g_{\text{ст}}} + \frac{\Delta \tau_k}{\tau_k}, \quad (2)$$

де $\frac{\Delta G_{\text{цп}}}{G_{\text{цп}}}$, $\frac{\Delta g_{\text{ст}}}{g_{\text{ст}}}$ та $\frac{\Delta \tau_k}{\tau_k}$ – відносні похибки циклової подачі, статичної

продуктивності форсунки та тривалості керуючого імпульсу.

Очевидно наступне: по-перше, g_{cm} відрізняється у різних форсунках через технологічні неточності та змінюється в експлуатації через забруднення; по-друге, як видно з рис. 2, тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{впр}$ відрізняється від тривалості електричного керуючого імпульсу τ_k , що подається на обмотку електромагніта форсунки, на величину запізнювання перельоту клапана при підйомі і посадці:

$$\tau_{впр} = \tau_k - (\tau_1 + 0,5\tau_2) + (\tau_3 + \tau_4). \quad (3)$$

У формулі (3) τ_1 – час, витрачений на подолання сили опору пружини і тиску палива; τ_2 – час, витрачений на подолання сили опору пружини, сили тертя, інерції клапана і якоря електромагніту при прямому перельоті; τ_3 – час, протягом якого накопичена сила електромагніту зменшиться на стільки, що сила пружини і тиску палива перевершать її і розпочнеться зворотний рух якоря; τ_4 – час, витрачений на подолання сили тертя, інерції клапана і якоря електромагніту при посадці.

Формулу (3) можна також представити в іншому вигляді:

$$\tau_{впр} = \tau_k - \Delta\tau_n. \quad (4)$$

де $\Delta\tau_n$ – враховує невідповідність керуючого імпульсу τ_k реальному часові впорскування $\tau_{впр}$ і визначається з формули:

$$\Delta\tau_n = (\tau_1 + 0,5\tau_2) - (\tau_3 + \tau_4). \quad (5)$$

Іноді зручніше користуватися поправочним коефіцієнт k_τ , що враховує запізнювання спрацьовування форсунок. Його можна визначити з формули:

$$k_\tau = 1 - \frac{\Delta\tau_n}{\tau_k}. \quad (6)$$

Умовою початку руху якоря електромагніту є перевищення сили електромагніту над силами опору, що діють у протилежному напрямку:

$$F_e \geq F_{np} + F_{mp} + F_n, \quad (7)$$

де F_e – сила електромагніту, F_{np} – сила пружини, F_{mp} – сила тертя, F_n – сила від тиску палива.

Величина сили електромагнітного приводу визначається за формулою:

$$F_e = \left[\frac{U}{R_k} \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{T}}) \right]^2 \cdot \omega^2 \cdot \mu_0 \cdot S \cdot \frac{1}{2\delta^2}, \quad (8)$$

де U – напруга на котушці; R_k – опір котушки; ω – кількість витків у котушці; μ_0 – абсолютна магнітна проникливість вакууму; S – площа поперечного перетину магнітопроводу; δ – магнітний зазор у магнітопроводі; τ – поточний час; T – постійна часу котушки електромагніту, яка визначається з формули:

$$T = \frac{L}{R_k}, \quad (9)$$

де L – індуктивність котушки.

Як свідчать формули (2), (3), (4), (5) та (6) складовими часу, які обумовлюють зміщення $\tau_{впр}$ відносно τ_k у цьому процесі, задіяні певні фактори, які частково залежать від технології виготовлення, а також можуть змінюватись у часі та в залежності від умов експлуатації. Забруднюються зазори між прецензійними парами, зношуються поверхні у місцях контакту пружини й клапана форсунки, змінюється зазор між ними і відповідно сила пружини; через старіння матеріалів відбувається усадка і змінюється жорсткість пружини, напруга живлення, опір і індуктивність котушки електромагніта. При комплектації двигуна форсунками треба забезпечити, щоб у комплекті були форсунки, у яких проміжки часу $\tau_1 \dots \tau_4$ відрізняються не більше ніж на 5%. Особливо це стосується переобладнання бензинового двигуна для роботи на газовому паливі, бо характеристики газових форсунок суттєво відрізняються від бензинових.

Для встановлення різниці між форсунками за ознакою $\tau_{впр}$ можна скористатися кількома методами:

- методом проливання у динамічному режимі;
- методом реєстрації руху клапана або якоря;
- методом реєстрації руху паливного струменя.

Кожен із зазначених методів має свої недоліки і переваги.

Наприклад, метод проливання є універсальним для форсунок будь-якої конструкції, що застосовуються для впорскування рідкого палива. Виміряти кількість поданого газу окремо кожною форсункою складно. Крім того, зазначений метод дає змогу виявити лише різницю у кількості поданого палива між форсунками і не спроможний з'ясувати різницю у всіх проміжках часу запізнення від τ_1 до τ_4 .

Метод реєстрації руху клапана або якоря дає змогу отримати у подробицях усі проміжки часу запізнення $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4$. Але його можна застосувати тільки на тих форсунках, конструкція яких дозволяє реєстрацію руху клапана або якоря.

Метод реєстрації руху паливного струменя можна застосувати тільки для форсунок впорскування рідкого палива.

У роботі запропоновано метод реєстрації руху клапана або якоря, який можна застосувати для форсунок, зображених на рисунку 1,а та 1,б.

Експерименти проводилися на лабораторному макеті, який містить серійну форсунку для впорскування бензину як об'єкт для визначення динамічних характеристик, генератор керуючих імпульсів та набір перетворювачів і

підсилювачів, що дозволяють записати в систему збору процеси, які відбуваються в електромагнітному приводі клапанної форсунки. Макет складається із джерела живлення та моноблоку, що містить форсунку, оснащену датчиком сили струму та оптоелектронним датчиком переміщення клапана, підсилювачі до цих датчиків, генератор імпульсів з регуляторами частоти і тривалості імпульсів, роз'ємний з'єднувач для підключення системи збору даних.

Це дає змогу отримати осцилограму процесів (рис. 2), які відбуваються в електромагнітному приводі, що неможливо реалізувати безпосередньо на двигуні. По осцилограмі визначають тривалість усіх фаз руху клапана форсунки.

Висновки

Фазоване впорскування забезпечує рівні умови сумішоутворення у всіх циліндрах. Але через технологічний розкид характеристик форсунок існує нерівномірність подачі палива. Якщо комплект форсунок для двигуна підібраний з малими відхиленнями μf (наприклад 3%), а час запізнення приблизно однаковий, то нерівномірність подачі бензину в циліндри нового двигуна забезпечується приблизно в таких же межах.

Зміна статичних і динамічних характеристик форсунок у процесі експлуатації істотно впливає на нерівномірність подачі палива. Зміна прохідного перерізу розпилюючих отворів впливає на загальну продуктивність форсунок. Різниця в запізнюванні перельоту клапанів форсунок 0,1 мс призводить до зростання нерівномірності на режимах малих подач в 2 ... 2,5 рази.

Описаний метод визначення енергетичних показників автомобіля можна застосовувати для робіт з визначення витрати палива на автомобілях обладнаних системами розподіленого упорскування палива, а також для визначення або уточнення базових норм витрати на транспортну роботу з урахуванням умов експлуатації елементів системи упорскування палива.

Література

1. Дхананджай, С., і Бансал, Р. К. (2021). Модель прогнозного керування двигунами внутрішнього згорання: Огляд. Енергії, 14 (19), 6251. <https://doi.org/10.3390/en14196251>
2. Б'янкі, Г., Корчоне, Ф. Е., Валентіно, Г. (2017). Огляд архітектури системи керування керування двигуном SI. IFAC-PapersOnLine, 50 (1), 197–202. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.031>
3. Чжао Ф. та Лай М.-К. (2013). Стратегії впорскування палива для покращення продуктивності та зменшення викидів. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 28, 667–684. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.014>
4. Лісовський, Е., Щепанек, Т. (2023). Регулювання маси і витрати впорскованого палива в двигунах внутрішнього згорання. Енергії, 17 (24), 6455.

<https://doi.org/10.3390/en17246455>

5. Adegboyega, A., & Oyelami, O. (2014). Електронне керування процесом підготовки та вприскування паливної суміші в двигунах внутрішнього згоряння. Американський журнал машинобудування, 2 (7), 199–204.

<https://doi.org/10.12691/ajme-2-7-12>

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ. / За редакцією А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. 427 с.

УДК 621.43.019:621.56

НЕСПРАВНОСТІ В СИСТЕМАХ РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ЇХ ВПЛИВ НА РОБОТУ ДВИГУНА

Грудовий Роман Сергійович канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу, Поліський національний університет, м. Житомир

e-mail: roma-grudovij@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7273-9432

Саух Олександр Володимирович, здобувач освіти ОС «Магістр», Поліський національний університет, м. Житомир

Захист робочої фаски випускного клапана від високотемпературних і Аналіз даних експлуатації автотранспортної техніки показує, що від 25 до 40 % несправностей і відмов двигунів припадає на систему рідинного охолодження (СРО) [1]. Найчастіше неполадки в СРО з'являються вже після 150...200 тис. км пробігу автомобіля (рис. 1).

У тракторних двигунів і двигунів важких вантажних автомобілів (а також автобусів), які зазвичай працюють із навантаженням 70...90 %, через більш важкі умови експлуатації неполадки можуть виникнути вже після 500...700 годин роботи [2].

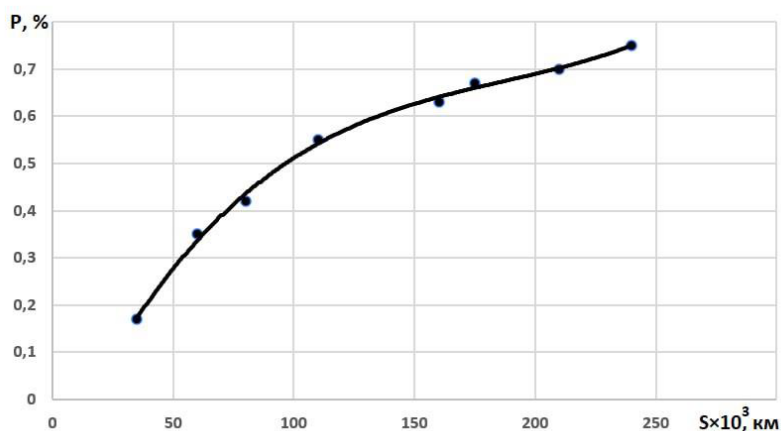


Рис. 1. Графік ймовірності (P) засмічення радіаторів системи охолодження залежно від пробігу (S) автомобіля.