

5. Кудряш А.П. Резервы повышения экономичности тепловозов 2ТЭ10Л / Кудряш А.П., Заславский Е.Г., Тартаковский Э.Д. – М.: Транспорт, 1975. – 64 с. 6. Косов Е.Е. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов / Е.Е. Косов, Е.М. Шапран, В.В. Фурман. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2006. – 278 с. 7. Моделювання перехідних процесів тепловозного дизеля в експлуатаційному циклі з метою встановлення шляхів зниження витрат палива. // Н.-тех. звіт. № 0199U003102. – Харків, ХарДАЗТ, 2001. – 96 с.

Bibliography (transliterated):

1. Homich A.Z. Toplivnaja jeffektivnost' i vspomogatel'nye rezhimy teplovoznih dizelej / Homich A.Z. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с. 2. Volodin A.I. Toplivnaja jekonomichnost' silo-vyh ustanovok

teplovozo / A.I. Volodin, G.A. Fofanov. – М.: Transport, 1979. – 126 s. 3. Volodin A.I. Jekonomija topliva na teplovozah / A.I. Volodin, G.A. Fofanov. – М.: Transzheldori-zdat, 1963. – 103 s. 4. Homich A.Z. Jekonomija topliva i teplote-hniceskaja modernizacija teplovozo / Homich A.Z., Tupicyn O.I., Simson A.Je. – М.: Transport 1975. – 264 s. 5. Kudrjash A.P. Re-zervy povyshenija jekonomichnosti teplovozo 2TJe10L / Kudrjash A.P., Zaslavskij E.G., Tartakovskij Je.D. – М.: Transport, 1975. – 64 s. 6. Kosov E.E. Sovershenstvovanie rezhimov rabo-ty silovyh jenergeticheskij sistem teplovozo / E.E. Kosov, E.M. Shapran, V.V. Furman. – Vidavn. SNU im. V.Dalja. - Lu-gans'k: SNU, 2006. – 278 s. 7. Modeljuvannja perehidnih procesiv teplovoznogo dizelja v ekspluatacijnomu cikli z metoju vstano-vlennja shljahiv znizhennja vitrat paliva. // N.-teh. zvit. № 0199U003102. – Harkiv, HarDAZT, 2001. – 96 s.

УДК 621.431

А. М. Пойда, д-р техн. наук, Д. Г. Сівих, канд. техн. наук, Р. М. Карсекін, асп.

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ БЕНЗИНУ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ДВИГУНА

Характеристика проблеми

У процесі експлуатації автомобільних двигунів є потреба вимірювати миттєву витрату палива.

По-перше, при оцінюванні економічних та екологічних показників автомобілів за їздовими циклами визначають витрату палива на перехідних режимах роботи двигунів. При цьому користуються залежностями, отриманими шляхом обробки експериментальних даних. Ці залежності не можуть враховувати індивідуальні властивості та технічний стан конкретного двигуна, тому вносять суттєву похибку у результат обчислення показників.

По-друге, при визначенні розподілу потужності по циліндрах двигуна користуються, наприклад, методом відключення циліндрів у режимі холостого ходу, сподіваючись, що причиною нерівномірності є відхилення параметрів у системі запалювання або паливоподачі. Більш надійний результат можна отримати, додатково вимірявши циклову подачу палива у кожний окремих циліндр.

Загально відомі методи вимірювання витрати палива за допомогою відповідних датчиків не вирішують ні перше ні друге завдання бо, по-перше, датчики інерційні і не придатні для вимірювань на перехідних режимах, по-друге, їх підключають у загальну мережу паливоподачі і циклову подачу палива визначають як результат ділення сумарної циклової подачі на кількість циліндрів.

Огляд публікацій та невіршених проблем

На двигунах [1] з мікропроцесорним керуванням уприскуванням бензину у впускний колектор чи в камеру згоряння, які широко застосовуються на автомобільному транспорті, розпилювання бензину для утворення паливоповітряної суміші забезпечують електромагнітні клапанні форсунки, що є кінцевими вузлами в системах паливоподачі.

Дозування палива здійснює мікропроцесорний блок (контролер) шляхом подачі керуючого імпульсу на електромагніт форсунки. Тривалість керуючого імпульсу обчислюється в контролері з урахуванням великої кількості впливових факторів. Результат розрахунку тривалості керуючого імпульсу і, відповідно, годинна витрата палива виводяться на діагностичний роз'єм для подальшого використання.

На деяких автомобілях встановлюють маршрутні комп'ютери [2], як засіб надання водієві оперативної інформації про витрату палива, пройдений шлях та інше. Інформацію про витрату палива для маршрутних комп'ютерів отримують з діагностичного роз'єму без додаткових датчиків витрати палива.

Але цей результат є усередненим для всіх форсунок, не враховує їхній поточний технічний стан і виводиться на роз'єм з інтервалом 0,2 с, тому не вирішує окреслену проблему. Актуальною є задача реалізації можливості визначати витрату палива на автомобілях з мікропроцесорними системи керування по тривалості керуючого імпульсу, що подається на електромагніт форсунки.

Форсунки, що мають електромагнітний привод, який безпосередньо піднімає клапан (голку), одержали назву електромеханічних. У більшості відомих конструкцій електромеханічних форсунок запирання клапана (голки) здійснюється за допомогою пружини. При цьому голка жорстко пов'язана з рухомою частиною електромагніта – якорем.

Пружина і рухомий якір, клапан (голка) форсунки та сідло (ущільнююча поверхня) клапана є тими елементами, які обмежують початок та кінець подачі палива. Величина циклової подачі цими форсунками визначається з наступного рівняння

$$Q_{\text{ци}} = \int_0^{\tau_{\text{впр}}} \mu f \cdot \sqrt{2(P_a - P_s) / \rho_n} \cdot d\tau, \quad (1)$$

де $\tau_{\text{впр}}$ - тривалість відкритого стану клапана форсунки (тривалість впорскування), ρ_n - щільність палива, P_a - тиск палива в акумуляторі, P_s - тиск у середовищі, куди уприскується паливо (у впускному колекторі чи в циліндрі), μf - ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки, що змінюється залежно від підйому клапана (голки форсунки). У роботах [3, 4] наведені осцилограми процесів, які відбуваються у електромагнітній форсунці під час дії електричного керуючого імпульсу і показано, що тривалість відкритого стану клапана форсунки суттєво відрізняється від тривалості керуючого імпульсу через те, що її рухомі частини запізнюються. Причиною цього є інерційність електромагніту. Умовою початку руху якоря електромагніту є перевищення сили електромагніту над силами опору, що діють у протилежному напрямку. Отже до тих пір, поки сила електромагніту не перевершить зазначену суму сил, клапан форсунки притиснутий до ущільнювальної поверхні і впорскування неможливе. Переліт клапана запізнюється у часі при підйомі на величину $\tau_n = \tau_1 + \tau_2$ і опусканні на $\tau_o = \tau_3 + \tau_4$. Отже, тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{\text{впр}}$ відрізняється від тривалості електричного керуючого імпульсу τ_k , подаваного на обмотку електромагніта форсунки, бо

$$\tau_{\text{впр}} = \tau_k - \tau_n + \tau_o, \text{ або } \tau_{\text{впр}} = \tau_k - \Delta\tau_n, \quad (2)$$

де $\Delta\tau_n = \tau_n - \tau_o$ - враховує невідповідність керуючого імпульсу τ_k реальному часові впорскування $\tau_{\text{впр}}$.

Як свідчить осцилограма, що наведена у роботі [4], діаграма руху клапана форсунки має форму, що нагадує трапецію. Отже за формулою (1) практично обчислюють площу трапеції, основою якої є час відкритого стану форсунки (тривалість впорскування в секундах) $\tau_{\text{впр}}$, а висотою – об'ємна швидкість подачі ($\text{м}^3/\text{с}$), тоді циклова подача має розмірність м^3 (або після перерахунків мм^3).

Але, не зважаючи на розбіжність у часі між тривалістю відкритого стану клапана форсунки та тривалістю керуючого імпульсу в реальних системах, в основу алгоритму керування форсунками покладена спрощена модель визначення циклової подачі по статичній продуктивності форсунки і тривалості керуючого імпульсу. У цій моделі приймається постійний ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки, а тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{\text{впр}}$ приймається рівною тривалості керуючого імпульсу τ_k , яку визначають за принципом базової та коригувальної матриць. За цією моделлю циклова подача палива

$$Q_{\text{ци}} = q_{\text{см}} \cdot \tau_k, \quad (3)$$

де $q_{\text{см}}$ - статична пропускна спроможність форсунки (наприклад, $\text{мм}^3/\text{мс}$), τ_k - тривалість керуючого імпульсу, що подається на форсунку (мс). Отже по формулі (2) фактично обчислюють площу прямокутника, основою якого є тривалість керуючого імпульсу τ_k в мілісекундах, а висотою – об'ємна пропускна спроможність форсунки $q_{\text{см}}$, яка має розмірність $\text{мм}^3/\text{мс}$. Під статичною продуктивністю форсунки $q_{\text{см}}$ розуміють її здатність пропустити кількість палива V_n при постійно відкритому клапані за певний проміжок часу $\tau_{\text{вим}}$. Статичну продуктивність форсунки визначають способом *статичного проливання* при постійному тиску палива, при постійно відкритому клапані протягом часу $\tau_{\text{вим}}$ і обчислюють по формулі

$$q_{\text{см}} = \frac{V_n}{\tau_{\text{вим}}}. \quad (4)$$

Зважаючи на те, що кількість палива, яке накопичується у вимірювальній ємності,

$$V_n = \mu f_{\text{см}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_n / \rho_n} \cdot \tau_{\text{вим}}, \quad (5)$$

очевидно, що статична продуктивність форсунки, як зазначено вище, представляє собою об'ємну

швидкість течії палива через розпилювач і чисельно дорівнює

$$q_{cm} = \mu f_{cm} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_n / \rho_n}, \quad (6)$$

де ΔP_n - постійний перепад тиску палива на форсунці, μf_{cm} - постійний ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки при повністю відкритому клапані (мм²), а вираз під коренем – швидкість течії палива (мм/мс). Отже, при статичному проливанні забезпечуються однакові умови швидкості течії палива для всіх форсунок, приєднаних до однієї паливної рампи, а різниця у q_{cm} виявляє розбіжності між ними у μf_{cm} .

У рівнянні (6) усі величини постійні, тому керують паливоподачею, змінюючи тривалість електричного керуючого імпульсу τ_k , що подається на електромагніт форсунки. Для збереження видаткових характеристик форсунок при різних режимах роботи двигуна в умовах експлуатації, подача палива ведеться при постійному перепаді $\Delta P_n = P_a - P_s$ між тиском палива й тиском у впускному трубопроводі після дросельної заслінки. Для цього в паливній системі уведений зворотний зв'язок по тиску, для чого встановлений стабілізатор перепаду тиску, редуційний клапан якого з мембранним приводом навантажений пружиною, причому середовище над мембраною з'єднується з порожниною за дросельною заслінкою.

В процесі експлуатації характеристики форсунок змінюються в результаті утворення відкладень в проточній частині і розпилюючих отворах. У робочій зоні форсунки відбувається випар легких фракцій бензину. Поступово накопичуються важкі фракції, утворюючи лакові відкладення, які перетворюються на нерозчинну в бензині плівку, що зменшує перетин μf_{cm} розпилюючих отворів форсунки. Крім того, вхідний фільтр і проточна частина форсунки забруднюються дрібними механічними домішками, що містяться в паливі. В результаті перерахованих негативних процесів порушується нормальне функціонування форсунок. Складовими часу, що 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 прецезійними 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 також впливають на ці параметри.

Метою роботи є удосконалення методики визначення витрати бензину по тривалості керуючих імпульсів, які подаються на електромагніти форсунок, що дозволить визначати циклову подачу палива на перехідних режимах роботи, як для кожного окремого циліндра, так і для двигуна в цілому.

Основні результати

Методика ґрунтується на результатах попередніх досліджень, викладених у роботах [4, 5], і заснована на вимірюванні послідовності керуючих сигналів на форсунках протягом несталого режиму роботи двигуна з наступним обчисленням циклової подачі палива у кожний циліндр з урахуванням динамічних властивостей кожної форсунки.

Із наведеного вище виходить, що у формулу (3) з урахуванням формули (2) треба внести корекцію:

$$Q_{nцi} = q_{cm} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_n). \quad (7)$$

Для встановлення різниці між форсунками за ознакою $\Delta\tau_n$ можна скористатися кількома методами:

- 1) проливанням у динамічному режимі;
- 2) реєстрацією руху клапана або якоря;
- 3) реєстрацією руху паливного струменя.

Кожен із них має свої недоліки і переваги. Наприклад, метод проливання є універсальним для форсунок будь-якої конструкції, що застосовуються для впорскування рідкого палива. Але 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 доступ до клапана або якоря, а метод реєстрації руху паливного струменя можна застосувати для всіх форсунок впорскування рідкого палива.

Найпростіше невідповідність $\Delta\tau_n$ можна визначити шляхом динамічного проливання форсунок. Під динамічним проливанням розуміють такий режим роботи форсунок, коли в рампі підтримується постійний тиск палива, а клапани відкриваються на короткий час при подачі на обмотки форсунок

керуючих імпульсів тривалістю τ_k . Такий режим роботи форсунок відповідає режиму їхньої роботи на двигуні. Якщо V_{nd} – кількість палива, накопичена у вимірювальній посудині за час динамічного проливання, j – кількість упорскувань (циклових подач), зроблених за час проливання, то циклова подача Q_{ncd} , обчислена за результатами динамічного проливання

$$Q_{ncd} = \frac{V_{nd}}{j} \quad (8)$$

За результатами статичного та динамічного проливання можна визначити величину невідповідності $\Delta\tau_n$ для кожної форсунки

$$\Delta\tau_n = \tau_k - \frac{V_{nd}}{V_n} \cdot \frac{\tau_b}{j} \quad (9)$$

У комплекті форсунок двигуна забезпечують, щоб вони не відрізнялися більше ніж на 2...3 %.

У роботі застосовано метод проливання у статичному та динамічному режимах форсунок автомобіля Skoda Octavia, каталожний № 0 280 150 464.

Нормативне значення статичної продуктивності форсунок відповідно каталогу становить 249 см³/хв при тиску в акумуляторі 250 кПа. Під час випробувань проливання форсунок здійснювали при тиску в акумуляторі 285 кПа, тому у відповідності з формулою (6) нормативне значення продуктивності треба перерахувати, помноживши продуктивність, зазначену в каталозі, на $\sqrt{\frac{285}{250}} = 1,0677$.

Отже перераховане до умов випробування нормативне значення продуктивності форсунок становить 265,865 см³/хв., або 4,44 мм³/мс.

Таблиця 1. Результати визначення характеристик форсунок

| № Форсунок | $\Delta\tau_n$, мс | q_{cm} , мм ³ /мс |
|------------|---------------------|--------------------------------|
| 1 | 0,405 | 4,25 |
| 2 | 0,408 | 4,24 |
| 3 | 0,403 | 4,43 |
| 4 | 0,40 | 4,35 |

Результати проливання свідчать, що форсунка 3 за продуктивністю відповідає нормативу, а показники інших змінилися у процесі експлуатації автомобіля. Результатами проливання скористалися при стендових випробуваннях автомобіля Skoda Octavia у режимі розгону. Автомобіль встановили

на інерційний стенд з біговими барабанами. Навантаження на колеса автомобіля створювали тільки моменти інерції барабанів стенда, тому час розгону від початкової швидкості 30 км/год до 70 км/год становив усього 1,7 секунди. Додаткових датчиків на двигун не встановлювали. Скористалися штатними датчиками та сигналами на форсунках. Запис процесів здійснювали за допомогою комп'ютерної системи. На рис. 1 наведено фрагмент осцилограми, на якій у верхній частині відображені електричні керуючі імпульси, що діють на форсунках, а в нижній – імпульси датчика положення розподільного вала, які надають можливість визначити номери циліндрів у відповідності з порядком їх роботи.

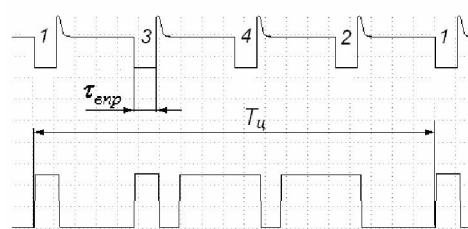


Рис. 1. Фрагмент осцилограми процесів упорскування бензину у впускний колектор

На рисунку позначено: $\tau_{впр}$ – тривалість впорскування; 1, 2, 3, 4 – номери циліндрів, у які впорскується паливо під час роботи двигуна; $T_{ц}$ – період одного робочого циклу двигуна (мс). Таку послідовність записували протягом усього процесу розгону автомобіля, тому на осцилограмі, записаній у програмі Power Graph, є інформація про загальний час розгону, тривалість керуючого імпульсу на кожній форсунці та тривалість кожного робочого циклу двигуна. У кожному робочому циклі виміряли його тривалість $T_{ц}$ та тривалість керуючого імпульсу τ_k . За результатами вимірювань обчислили частоту обертання колінчастого вала по формулі

$$n = 120000 / T_{ц} \quad (10)$$

та об'ємну годинну подачу палива (л/г) у кожний циліндр

$$Q_n = q_{cm} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_n) \cdot 1,2 \cdot n \cdot 10^{-4} \quad (11)$$

Тривалість впорскування кожної форсунки визначали з урахуванням $\Delta\tau_n$, час розгону автомобіля обчислювали як суму тривалості послідовних робочих циклів $T_{ц}$. На рис. 2 наведені результати вимірювань усередненої тривалості впорскування та

витрати палива окремими форсунками на несталому режимі роботи двигуна під час розгону автомобіля.

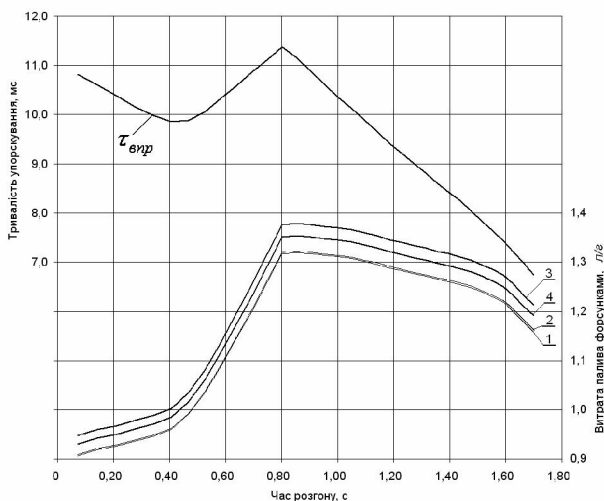


Рис. 2. Усереднена тривалість впорскування та витрата палива окремими форсунками при розгоні автомобіля

Певний інтерес викликає характер зміни тривалості впорскування, представленої на рисунку 2. При повільному натисканні на акселератор $\tau_{впр}$ повільно зменшується, а витрата палива повільно зростає за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого вала. Коли швидкість натискання на акселератор зростає, спрацьовує алгоритм «прискорювального насоса», $\tau_{впр}$ і витрата палива стрімко зростають. Це триває приблизно 0,35 с, після чого тривалість впорскування різко скорочується, а витрата палива зменшується повільніше, бо зростає частота обертання колінчастого вала.

Висновки

Запропонована методика визначення миттєвої витрати палива на несталіх режимах роботи авто-

мобільного двигуна з мікропроцесорним керуванням упорскуванням бензину ґрунтується на вимірюванні послідовності керуючих сигналів на форсунках з наступним обчисленням циклової подачі палива у кожний циліндр з урахуванням динамічних властивостей кожної форсунки. Вона розрахована на використання комп'ютерних технологій, не потребує встановлення додаткових датчиків, може застосовуватись при стендових та дорожніх випробуваннях автомобільних двигунів.

Список літератури:

1. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. — М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, - 432 с.
2. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокшионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с.
3. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю.И. Будыко, Ю.В. Духнин, В.Э. Коганер и др. — Л.: Машиностроение, 1982. — 144 с.
4. Пойда А. Н. Влияние различных факторов на цикловую подачу бензина и стабильность функционирования автомобильного двигателя / А. Н. Пойда, А. М. Проскурин, Д. Г. Сивых // Автомобильный транспорт. — 2008. — № 23. — С. 142 — 147.
5. Пойда А. Н. Коррекция неравномерности впрыскивания бензина в процессе эксплуатации автомобильных двигателей / А. Н. Пойда, А. М. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — №1. — С. 141 — 148.

Bibliography (transliterated):

1. Sistemy upravlenija benzinovymi dvigateljami. Per. s nem. Pervoe rus. izd. — M.: ООО «Knizhnoe izd. «Za rulem», 2005, - 432 s.
2. Avtomobili VAZ-2108, VAZ-2109. Rukovodstvo po remontu/ A.P. Ignatov, S.N. Kosarev, K.V. Novokshonov i dr. Moskva, «Tretij Rim», 1998.- 170 s.
3. Apparatura vpryska legkogo topliva avtomobil'nyh dvigatelej / Ju.I. Budyko, Ju.V. Duhnin, V.E. Koganer i dr. — L.: Mashinostroenie, 1982. — 144 s.
4. Pojda A. N. Vlijanie razlichnyh faktorov na ciklovuju podachu benzina i stabil'nost' funkcionirovanija avtomobil'nogo dvigatelja / A. N. Pojda, A. M. Proskurin, D. G. Sivyh // Avtomobil'nyj transport. — 2008. — № 23. — S. 142 — 147.
5. Pojda A. N. Korrekcija neravnomernosti vpryskivaniya benzina v processe jekspluatacii avtomobil'nyh dvigatelej / A. N. Pojda, A. M. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoranija. — 2008. — №1. — S. 141 — 148.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, д-р техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ИЗНОСА КОЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕМЫЧЕК ПОРШНЕЙ С КОРУНДОВЫМ ПОВЕРХНОСТНЫМ СЛОЕМ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3

Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами

Повышение ресурса и долговечности тепловозов является одной из основных задач железнодоро-

рожного транспорта. В значительной степени ресурс тепловозов определяется ресурсом дизелей. Внедрение уникальных технологий, позволяющих увеличить ресурс деталей цилиндропоршневой