

ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РУХУ ЛЕГКОВИХ ТА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА ЇЗДОВИМИ ЦИКЛАМИ ЗА ДОПОМОГОЮ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

*Кандидат технічних наук Ковбасенко С.В.,
кандидат технічних наук Андрухіна О.С., НТУ,
кандидат технічних наук Гутаревич С.Ю., ДП «ДержавтотрансНДІпроект»*

В статті описано математичні моделі, розроблені для дослідження впливу різних факторів на показники руху легкових та вантажних автомобілів.

In article describes mathematical models for research effect of various factors on the indicators for passenger movement and freight cars.

Постановка проблеми та її зв'язок з науковими завданнями. В даний час математичні моделі застосовують для аналізу, прогнозування й вибору оптимальних рішень в різних галузях науки. Це зручний метод досліджень адже потребує мінімум витрат, тоді як при виконанні натурних випробувань виникає безліч складностей - високовартісне обладнання, значні витрати часу та матеріальних ресурсів, тощо. Математична модель описує кількісні та структурні закономірності, властиві певним явищам. Однак, слід зауважити, що процес складання математичних моделей досить трудомісткий.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує небагато робіт в яких створено математичні моделі, що дозволяють визначати кількість шкідливих викидів автомобілями в експлуатаційних умовах з урахуванням перехідних режимів роботи двигунів. Переважно це методики розрахунку шкідливих викидів за заміряними режимами роботи двигунів і їх токсичними характеристиками.

Виклад основного матеріалу. У зв'язку з тим, що двигун автомобіля під час руху за режимами їздових циклів переважну частину часу працює в неусталених режимах, які характеризуються зміною умов руху, частоти обертання колінчастого вала, прискорення та швидкості автомобіля, важливим є отримання даних паливної економічності, екологічних та енергетичних показників досліджуваного автомобіля. Існують різні підходи до визначення шкідливих викидів автомобілями. Розроблена в Київському автомобільно-дорожньому інституті методика дослідження експлуатаційних властивостей дорожніх транспортних засобів у системі «водій – автомобіль – дорога» [1], базується на визначенні режимів роботи двигуна при умовному русі автомобіля за не стандартизованим їздовим циклом, який включає розгін, рух із сталою швидкістю та сповільнення автомобіля, та відповідних цим режимам експериментально отриманих екологічних та економічних показників двигуна з наступним розрахунком за цими даними витрати палива і шкідливих викидів за їздовий цикл в цілому та на одиницю пробігу автомобіля.

В наступні роки продовжувалися роботи по створенню методик та математичних моделей для дослідження впливу різних факторів на паливну економічність та шкідливі викиди автомобілів. Серед них:

- методика та математична модель для визначення впливу рециркуляції відпрацьованих газів (ВГ) на показники автомобіля при регулюванні потужності двигуна відключенням групи циліндрів [2].

- методика і математична модель перевірки технічного стану двигунів автомобілів за режимами спрощеного випробувального циклу [3].

Перша математична модель для визначення впливу рециркуляції ВГ на показники вантажного автомобіля при регулюванні потужності двигуна відключенням групи циліндрів та для встановлення її оптимального значення.

Математична модель руху вантажного автомобіля за їздовим циклом включає ряд диференціальних та алгебраїчних рівнянь, які описують закономірності руху автомобіля, витрати палива і повітря, вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах на кожній елементарній ділянці їздового циклу і складається з таких режимів: робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу, рушання, розгін автомобіля, перемикання передач, рух з постійною швидкістю і уповільнення. Їздовий цикл в математичній моделі задається у вигляді універсальної матриці, в якій послідовність режимів руху визначається сукупністю різних параметрів (шлях, час,

прискорення та ін.), і за допомогою перебирання елементів якої визначаються умови руху на кожній ділянці їздового циклу. На відміну від існуючих математичних моделей в даній моделі враховано регулювання потужності двигуна відключенням групи циліндрів і застосування рециркуляції ВГ під час роботи двигуна на частині циліндрів, а також особливості руху автомобіля з таким двигуном за їздовим циклом. Для прикладу, розгін двигуна від мінімальної частоти обертання холостого ходу $n_{min_{xx}}$ до частоти $n_{\partial 0}$, при якій відбувається включення зчеплення, здійснюється на частині циліндрів і описується рівнянням:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = M_{k4}(n_{\partial}; \Delta p_k; R) \cdot \frac{30}{I_{\partial} \cdot \pi} \quad (1)$$

де $\frac{dn_{\partial}}{dt}$ - прискорення колінчастого вала двигуна, $xc^{-1} \cdot c^{-1}$;

$M_{k4}(n_{\partial}; \Delta p_k; R)$ - ефективний крутний момент двигуна при роботі на чотирьох циліндрах, $H \cdot m$;

n_{∂} - частота обертання колінчастого вала двигуна, xc^{-1} ;

Δp_k - розрідження за дросельною заслінкою (визначалося як функція положення дросельної заслінки $\varphi_{\partial p}$ і частоти обертання n_{∂}), $кПа$;

I_{∂} - момент інерції двигуна, $кг \cdot м^2$.

Положення дросельних заслінок в процесі розгону розраховується за залежністю:

$$\varphi_{\partial p4} = \varphi_{\partial p4_{min}} + V_{\partial p} \cdot t \quad (2)$$

де $\varphi_{\partial p4_{min}}$ - положення дросельних заслінок при роботі двигуна на чотирьох циліндрах з мінімальною частотою обертання холостого ходу $n_{min_{xx}}$, %;

$V_{\partial p}$ - швидкість відкриття дросельних заслінок, $\%/c$;

t - час відкриття дросельних заслінок, с.

Переключення двигуна з роботи на частині циліндрів на всі циліндри відбувається при виконанні умови:

$$\varphi_{\partial p4} \geq \varphi_{\partial p n} \quad (3)$$

де $\varphi_{\partial p n} = k \cdot n_{\partial}$ - максимально доцільне з точки зору витрати палива відкриття дросельних заслінок при роботі двигуна на частині циліндрів.

Рівність крутного моменту в процесі переключення забезпечується зменшенням кута відкриття дросельних заслінок в три рази, а закон відкриття дросельних заслінок після переключення на всі циліндри має вигляд:

$$\varphi_{\partial p8} = \frac{\varphi_{\partial p4}}{3} + V_{\partial p} \cdot t \quad (4)$$

Рушання автомобіля із зчепленням, що пробуксовує після закінчення переміщення дросельних заслінок описується рівняннями:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = (M_{k4}(n_{\partial}; \Delta p_k; R) - M_3) \cdot \frac{30}{(I_{\partial} + \lambda) \cdot \pi} \quad (5)$$

або

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = (M_{k8}(\varphi_{\partial p}, n_{\partial}) - M_3) \cdot \frac{30}{(I_{\partial} + \lambda) \cdot \pi} \quad (6)$$

де $M_{k8}(\varphi_{\partial p}, n_{\partial})$ - ефективний крутний момент двигуна при роботі на восьми циліндрах, $H \cdot м$;

M_3 - момент тертя зчеплення, $H \cdot м$;

λ - експериментальний коефіцієнт неусталеного режиму.

Аналогічно описані інші режими руху автомобіля в циклі.

В навантажувальних режимах під час роботи двигуна на всіх циліндрах витрата палива, концентрації в ВГ оксиду вуглецю CO , двооксиду вуглецю CO_2 , вуглеводнів C_mH_n і оксидів азоту NO_x визначаються за двофакторним поліномом третьої степені, який має вигляд:

$$y = a_0 + a_1 \cdot n_{\partial} + a_2 \cdot \Delta p_k + a_3 \cdot n_{\partial}^2 + a_4 \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_k + a_5 \cdot \Delta p_k^2 + a_6 \cdot n_{\partial}^3 + a_7 \cdot n_{\partial}^2 \cdot \Delta p_k + a_8 \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_k^2 + a_9 \cdot \Delta p_k^3 \quad (7)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9$ – дослідні коефіцієнти.

Під час роботи двигуна на частині циліндрів витрати палива і повітря та концентрації шкідливих речовин визначаються за поліномами другої степені від трьох факторів: частоти обертання колінчастого вала двигуна n_{∂} , розрідження у впускному трубопроводі Δp_k і степені рециркуляції ВГ R :

$$y = a_0 + a_1 \cdot n_{\partial} + a_2 \cdot \Delta p_k + a_3 \cdot R + a_4 \cdot n_{\partial}^2 + a_5 \cdot \Delta p_k^2 + a_6 \cdot R^2 + a_7 \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_k + a_8 \cdot n_{\partial} \cdot R + a_9 \cdot \Delta p_k \cdot R \quad (8)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9$ – дослідні коефіцієнти.

В режимі активного і примусового холостого ходу ці показники визначаються, виходячи з роботи двигуна на частині циліндрів без застосування рециркуляції ВГ, за поліноміальними залежностями другої степені, які мають вигляд:

$$y = a_0 + a_1 \cdot n_{\partial} + a_2 \cdot n_{\partial}^2, \quad (9)$$

де a_0, a_1, a_2 – дослідні коефіцієнти.

Масові викиди оксиду вуглецю, двооксиду вуглецю, вуглеводнів і оксидів азоту за проміжок часу Δt визначаються за концентраціями цих речовин та витратами палива G_n і повітря $G_{нов}$.

Сумарні викиди шкідливих речовин, зведені за допомогою коефіцієнтів агресивності до викидів оксиду вуглецю, визначаються за залежністю:

$$G_{\Sigma CO} = G_{CO} + 3,16 \cdot G_{C_m H_n} + 41,1 \cdot G_{NO_x} + 22 \cdot G_{SO_2} \quad (10)$$

Математична модель використовувалась для визначення оптимальної степені рециркуляції ВГ і оцінки її ефективності по зниженню масових викидів оксидів азоту і сумарних масових викидів під час руху автомобіля за режимами їздового циклу при регулюванні потужності двигуна відключенням групи циліндрів.

Друга математична модель - модель спрощеного циклу, який включає тільки усталені режими розроблена для більш широкого впровадження перевірок роботи систем і механізмів автомобілів в практику. Математична модель спрощеного циклу складається з усталених режимів, отриманих шляхом заміни режимів Європейського їздового циклу. Кожний режим спрощеного циклу характеризуються «середньою точкою», тобто середніми значеннями показників роботи двигуна, що визначаються режимом його роботи та вагомістю P даного режиму в циклі. «Середню точку» режиму можна визначати двома способами:

- за розрідженням у впускному трубопроводі Δp_k і частотою обертання колінчастого вала двигуна n_{∂} (цей спосіб прийнятний при складанні циклу для випробувань автомобілів);

- за крутним моментом M_k і частотою обертання n_{∂} (такий спосіб прийнятний при складанні циклу для випробувань двигунів).

Визначення середнього значення частоти обертання на певній окремій ділянці режиму Європейського їздового циклу здійснюється за залежністю:

$$n_{\text{дс}} = \frac{\sum_{i=1}^m n_{\text{д}}(t) \cdot \Delta t_i}{\Delta T}, \quad (11)$$

де $n_{\text{д}}(t)$ – миттєве значення частоти обертання на i -х ділянках режиму, хв^{-1} ;

Δt_i – тривалість i -ї ділянки режиму циклу, с;

m – кількість ділянок режимів;

$$\Delta T = \sum_1^m \Delta t_i - \text{загальна тривалість режиму, с.}$$

Середнє значення крутного моменту на заміненому усталеному режимі визначалось за залежністю:

$$M_{\text{кс}} = \frac{\sum_{i=1}^m M_{\text{к}}(t) \cdot \Delta t_i}{\Delta T}, \quad (12)$$

де $M_{\text{к}}(t)$ – миттєве значення крутного моменту на i -х ділянках режиму, Н·м.

Вагомість будь-якого режиму P визначає співвідношення:

$$P = \frac{\Delta T}{T}, \quad (13)$$

де T - загальна тривалість циклу (випробування), с.

Залежності (7) і (8) визначають середні значення частоти обертання $n_{\text{дс}}$ і крутного моменту $M_{\text{кс}}$, за якими визначають роботу двигуна на кожному режимі.

Середнє значення витрати палива (г/с) на кожному окремому неусталеному режимі циклу визначалось за залежністю:

$$G_{\text{пс}} = \frac{\sum_{i=1}^m G_{\text{п}}(t) \cdot \Delta t_i}{\Delta T}, \quad (14)$$

де $G_{\text{п}}(t)$ – миттєве значення витрати палива на i -х ділянках режиму, г/с.

В спрощеному випробувальному циклі витрата палива на i -му режимі визначається (г):

$$G_{\text{пi}} = G_{\text{п}} \cdot P \cdot T, \quad (15)$$

де $G_{\text{п}}$ – значення витрати палива в i -му режимі, що визначається з експериментальних характеристик двигуна за параметрами середньої точки, г/с.

Витрата повітря визначається аналогічно витраті палива.

Отже, витрати палива, повітря, концентрації шкідливих речовин, сумарні витрати палива та повітря і сумарні масові викиди шкідливих речовин для кожного неусталеного режиму за цикл можна визначати виходячи зі швидкості руху $V_{\text{а}}$ автомобіля і розрахованих для середньої точки частоти обертання $n_{\text{дс}}$, крутного моменту $M_{\text{кс}}$ або розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_{\text{кс}}$ та експериментальних характеристик двигуна і автомобіля.

Математична модель спрощеного циклу застосовується для визначення технічного стану двигуна - виявлення несправностей та відхилень в його регулюваннях, а також для оцінювання показників автомобіля при використанні альтернативних палив.

Експериментальними дослідженнями доведена адекватність розроблених математичних моделей.

Висновки. Отже, приведені математичні моделі для визначення паливної економічності та екологічних показників в процесі руху легкового та вантажного автомобілів за режимами їздових циклів враховують особливості характеристик двигуна і автомобіля в умовах експлуатації та дозволяють вирішити такі задачі:

1. Дослідити вплив степені рециркуляції ВГ на показники роботи двигуна і параметри руху автомобіля за режимами їздового циклу при регулюванні потужності бензинового двигуна відключенням групи циліндрів.

2. Визначити оптимальну степінь рециркуляції ВГ, при якій сумарна токсичність автомобіля, зведена до викидів оксиду вуглецю, буде найменшою при збереженні незмінними економічних показників і параметрів руху автомобіля.

3. Оцінити ефективність методу рециркуляції по зниженню масових викидів оксидів азоту і сумарних масових викидів під час руху автомобіля за режимами їздового циклу при регулюванні потужності двигуна відключенням групи циліндрів.

4. Виявляти відхилення в регулюваннях двигуна, його несправності, а також оцінювати показники автомобіля при використанні альтернативних палив та пристроїв для покращення паливної економічності і екологічних показників транспортних засобів.

5. Визначати ефективність різних методів і заходів щодо підвищення паливної економічності та екологічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах.

Застосування наведених математичних моделей є актуальним і перспективним при вивченні питань екологічної безпеки та проблем економії паливно-енергетичних ресурсів.

Література

1. Гутаревич Ю.Ф. Математическая модель системы водитель – автомобиль с бензиновым двигателем – дорога для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнение окружающей среды автомобилями. - Киев, 1986. - 22 с. Деп. в УкрНИИНТИ.

2. Ковбасенко С.В. Покращення економічних і екологічних показників багатциліндрових бензинових двигунів з відключенням групи циліндрів шляхом застосування рециркуляції відпрацьованих газів: Спец. 05.05.03 Теплові двигуни. Дисертація на зд. н. ст. к. т. н. - Київ, НТУ. 2000.- 289с.

3. Андрюхіна О.С. Розробка спрощеного випробувального циклу для перевірки технічного стану бензинових двигунів легкових автомобілів в умовах експлуатації: Спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Дисертація на зд. н. ст. к. т. н. - Київ, НТУ. 2005.- 171с.