

УДК 629.113

Ємець Б. В., к.т.н.; Мельничук С. В., к.т.н., доц.;
Рудзінський В. В., д.т.н., проф.; Ломакін В. О., к.т.н.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМУ ПАЛИВІ

Зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів на окремих видах альтернативного палива, що можуть бути встановлені на вантажних автомобілях сільськогосподарського призначення, зумовлює зміну динамічних характеристик цих автомобілів, які були досліджені відповідно до умов аграрного виробництва.

The change of external work indexes in refitted engines that can be installed on agricultural trucks, using particular types of alternative fuel (water-fuel emulsion, generator gas) causes the change of dynamic characteristics, as it was investigated according to the conditions of agricultural production.

Вступ. Проблема забруднення навколишнього середовища на сьогоднішній день набула глобального характеру. Найбільшими забруднювачами повітря в Україні і Житомирській області, зокрема, є автомобільні транспортні засоби [1]. Бензиновий двигун, в першу чергу застарілих конструкцій автомобілів (ЗиЛ-431410, ГАЗ-53-12, інші), які все ще використовуються в сільськогосподарському виробництві, на 1 км шляху викидає в навколишнє середовище близько 70 г оксиду вуглецю, 25 г оксиду азоту, свинець, оцтовий альдегід, бензол, ацетилен, бенз-х-пірен, бенз-х-атрофен і ще близько 220 шкідливих для живих організмів речовин [2]. В лабораторіях Житомирського національного агроекологічного університету та Житомирського агротехнічного коледжу більше двадцяти років створювались дослідні зразки транспортних засобів, які працюють на альтернативному паливі. Тому актуальним є застосування альтернативних видів палива, які, можливо, спершу частково замінять бензин. Один із способів вирішення проблеми альтернативи експлуатації нафтопродуктів – це можливість роботи як бензинових двигунів, так і дизелів автомобілів на генераторному газу (ГГ) [3], інший - це робота автомобільних двигунів на водопаливних емульсіях [4].

Дана наукова робота виконана у відповідності до Державної науково-технічної програми за номером 5.5 „Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машино-будування” за напрямом – „Розробка технологій конвертації двигунів на альтернативні види палива”, визначених Міністерством освіти і науки України.

Результати дослідження. Основи теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей, і в тому числі динамічності автомобілів викладені в наукових роботах Чудакова Е.А., Зимелева Г.В., Фалькевича Б.С., Фаробіна Я.Є., Туревського М.С. та багатьох інших. Наприклад, М.С. Туревський зазначав, що динамічність – це здатність автомобіля виконувати транспортну роботу з найбільшою швидкістю [5].

Мета дослідження – змоделювати та покращити динамічні характеристики автомобілів сільськогосподарського призначення під час роботи на окремих видах альтернативного палива (генераторному газу, водопаливних емульсіях). Для досягнення поставленої мети задачі дослідження сформульовані наступним чином: виконати аналіз стану теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей автомобілів та їх динамічних характеристик, зокрема; розрахувати параметри динамічної характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на водопаливній емульсії у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками; покращити отримані динамічні характеристики автомобіля

сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газу, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей (ТШВ), і динамічних характеристик зокрема, досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги, навколишнього середовища)) найкраще на математичній моделі, заснованій на диференціальному рівнянні руху автомобіля [6]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{оп}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси автомобіля; $P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н; $P_{оп}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, які залежать від швидкості його руху, Н; $G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н; G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н; α – кут поздовжнього нахилу полотна дороги; V – швидкість руху автомобіля, м/с; dV/dt – прискорення автомобіля, м/с².

У розрахунках показників ТШВ автомобілів найчастіше використовують залежності крутного моменту у функції частоти обертання ω колінчастого вала двигуна $M_k = f(\omega)$ у вигляді:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (2)$$

де a , b , c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа:

$$a = \frac{M_{\dot{\omega}_{\min}}}{A_{11}} + \frac{M_{\dot{\omega}_{\max}}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}}, \quad b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right),$$

де $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M$; $A_{12} = \omega_M^2 + \omega_M(\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min}$; $A_{13} = \omega_N^2 + \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min}$; $\omega_{\min}$, $M_{k.\min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості; $M_{k.\max}$, ω_M – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає; M_N , ω_N – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

Використавши відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна під час роботи на водопаливній емульсії [4] знайшли крутний момент двигуна, а потім і рухову колову силу для автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-3507. Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-53, що працює як на бензині та генераторному газу, так і водопаливній емульсії наведені у табл. 1 [6].

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-53 [6]

Паливо	Коефіцієнти		
	$A_{11} \times \omega_N^2$	$A_{12} \times \omega_N^2$	$A_{13} \times \omega_N^2$
Бензин	0,406	- 0,148	0,235
Водопаливна емульсія	0,403	- 0,151	0,235
Генераторний газ	0,398	- 0,156	0,238

Аналіз табл. 1 показує, що зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

Для двигуна ЗМЗ-53 розраховано величину коефіцієнтів апроксимуючого поліному ($a = - 0,0015$, $b = 10,39$, $c = 792,3$) для визначення крутного моменту цього двигуна, що працює на різному пальному, які практично збігаються із характеристиками, що наведені у роботах Бумаги О.Д.

З урахуванням залежностей $M_k = f(\omega)$ та $V = F(\omega)$ колова сила на ведучих колесах:

$$P_{\text{кол},i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i, \quad (3)$$

де $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_i}{r_d r_e^2}$, $B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_i}{r_d \cdot r_e}$, $C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_i}{r_d}$, U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля на i -ій передачі; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_d та r_k – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Використавши паспортні дані автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-3507 розраховано параметри його динамічної характеристики під час роботи на водопаливній емульсії у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками (рис. 1). Аналіз характеристики показує, що заміна бензину на водопаливну емульсію в якості палива для двигуна ЗМЗ-53 автомобіля ГАЗ-САЗ-3507 погіршує показники ТШВ на різних передачах в середньому від 7 до 26%. З літератури відомо, що використання генераторного газу в якості палива для двигуна автомобіля погіршує показники ТШВ до 35% [1]. Щоб покращити вищерозглянуті показники та одержати однакові показники тягово-швидкісних властивостей бензинових і переобладнаних (у формулі (4) позначено індексом « n ») модифікацій необхідно щоб праві частини рівняння (4) були або однаковими, або мало відрізнялися між собою, тобто можна записати:

$$A_{i\bar{o}} \cdot V^2 + B_{i\bar{o}} \cdot V + C_{i\bar{o}} = A_{in} \cdot V^2 + B_{in} \cdot V + C_{in}, \quad (4)$$

Виразимо передаточне число $U_{mp,n}$ трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, через передаточне відношення базової модифікації.

Отримаємо наступну залежність: $U_{mp,n} = \beta \times U_{mp}$.

За однакових швидкостей руху, які можна прийняти величинами сталими для кожної із передач, сталими будуть також значення коефіцієнтів A_i , B_i , C_i і тому рівняння (4) може бути записане наступною формулою:

$$\begin{aligned} a_n \times \frac{U_{mp}^3}{r_k^2 \times r_d} \times \beta^3 \times V^2 + b_n \times \frac{U_{mp}^2}{r_k \times r_d} \times \beta^2 \times V + c_n \times \frac{U_{mp}}{r_d} \times V \times \beta = \\ = a_{\bar{o}} \times \frac{U_{mp}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2 + b_{\bar{o}} \times \frac{U_{mp}^2}{r_k \times r_d} \times V + c_{\bar{o}} \times \frac{U_{mp}}{r_d} \times V \end{aligned} \quad (5)$$

Після перетворень отримано рівняння виду:

$$a_{11}\beta^3 + a_{12}\beta^2 + a_{13}\beta + a_{10} = 0, \quad (6)$$

$$\text{де } a_{12} = b_n \times \frac{U_{mp}^2}{r_k \times r_d} \times V, \quad a_{13} = c_n \times \frac{U_{mp}}{r_d} \times V.$$

У табл. 2 наведені результати розрахунку коефіцієнтів a_{11} , a_{12} , a_{13} , a_{10} для всіх передач автомобіля ГАЗ-САЗ-3507 з двигуном ЗМЗ – 53.

Приведемо рівняння (8) до виду:

$$\beta^3 + \frac{a_{12}}{a_{11}} \times \beta^2 + \frac{a_{13}}{a_{11}} \times \beta + \frac{a_{10}}{a_{11}} = 0 \quad \text{або} \quad \beta^3 + a \times \beta^2 + b \times \beta + c = 0 \quad (7)$$

У свою чергу рівняння (7) заміною невідомого $y = \beta + \frac{a}{3}$ перетворюється у зведене рівняння:

$$y^3 + py + q = 0, \quad (8)$$

$$\text{де } p = -\frac{a^2}{3} + b; \quad q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{a \times b}{3} + c.$$

Відомо, що кількість дійсних коренів рівняння (8) залежить від знаку його дискримінанта: $D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2$.

Для визначення дискримінанта знайшли значення коефіцієнтів a , b і c . Проведені розрахунки показали, що незалежно від передач: $a = -10,397$; $b = -3,906$; $c = 23,849$. За цих значень коефіцієнтів $D = 7772,6 > 0$, тобто рівняння (8) має один дійсний корінь і два комплексно спряжені.

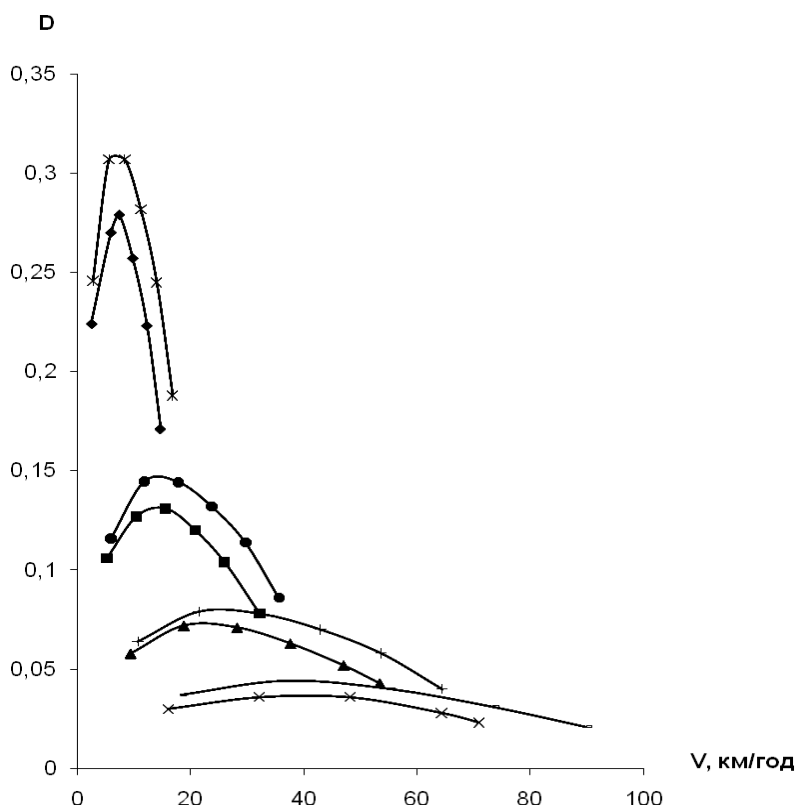


Рисунок 1 – Динамічні характеристики автомобіля ГАЗ-САЗ-3507 під час роботи на водопаливній емульсії (менші значення динамічного фактору та швидкості) у порівнянні з роботою на бензині двигуна цього ж автомобіля [6]

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів за даними автомобіля ГАЗ-САЗ-3507

Передача	Коефіцієнти			
	a_1	a_2	a_3	a_0
1	- 11295,4	129037	45591	285611
2	- 6243,5	71194	25121	157532
3	- 3491,4	39804	14035	88057
4	- 1832,2	18865	4580	44803

За цих значень коефіцієнтів $D = 7772,6 > 0$, тобто рівняння (8) має один дійсний корінь і два комплексно спряжені. Оскільки комплексні корені стосовно до передаточного числа не мають сенсу, то слід розглядати тільки дійсний корінь, який визначимо за формулою Кардано:

$$y = A + B, \quad \text{де } A = \sqrt[3]{\frac{q}{2} + \sqrt{D}}, \quad B = \sqrt[3]{\frac{q}{2} - \sqrt{D}}, \quad D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2.$$

Заміною $\beta = y - \frac{a}{3}$ знаходимо корінь рівняння (7), тобто значення коефіцієнта β , що

показує, як необхідно змінити передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-3507, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-3507 буде працювати на генераторному газу, то значення коефіцієнта $\beta = 1,412$, у випадку роботи на водопаливній емульсії $\beta = 1,331$. Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути, забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями, або головною передачею, передаточне відношення якої в β раз більше передаточного відношення базової моделі.

Висновки з наведеного дослідження. Оцінка тягово-швидкісних властивостей та динамічності автомобілів при зменшенні потужності їх двигуна до 40% (у тому числі під час роботи на альтернативному паливі) показує, що це призводить до зменшення показників цих властивостей. Покращення тягово-швидкісних і динамічних властивостей автомобілів у цьому випадку може бути досягнуто за рахунок оптимізації системи „двигун – трансмісія”, наприклад, введенням додаткового редуктора.

Запропонована методика визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, заснована на тому, що колові сили на ведучих колесах базової моделі і її переобладнаної модифікації однакові. За даною методикою визначені передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-3507, що працює на окремому (водопаливній емульсії, генераторний газ) альтернативному паливі. Показано, що зміною передаточного відношення трансмісії у 1,412 (при використанні генераторного газу) та 1,331 рази (при використанні водопаливної емульсії) забезпечується рівність колових сил базової моделі і її переобладнаної модифікації.

Перспективи подальших розробок у даному напрямку. В подальшому доцільно продовжувати аналітичні та експериментальні дослідження показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів сільськогосподарського призначення, які переобладнані для роботи на альтернативному паливі.

Список використаних джерел

1. Мельник М. В., Ємець Б. В., Поліщук О. С. Обґрунтування продуктивного використання газового палива для бензинових двигунів автомобілів. Вісник ЖНАЕУ. 2010. № 2 (27). С. 139–145.
2. Ємець Б. В. Моделювання та покращення паливної економічності автомобілів сільськогосподарського призначення. Вісник ЖНАЕУ. 2016. № 2 (56), т. 1. С. 268–273.
3. Ємець Б. В. Визначення максимальної швидкості руху автомобілів сільськогосподарського призначення на генераторному газу. Вісник ЖНАЕУ. 2017. № 1 (58), т. 1. С. 221–230.
4. Моделювання показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля під час його роботи на водопаливних емульсіях / Ємець Б. В., Пустовіт С. В., Поліщук О. С., Ємець Л. В. Вісник ЖНАЕУ. 2016. № 1 (53), т. 1. С. 317–324.
5. Туревский Н. С. Теория автомобиля. Москва : Высш. шк., 2005. 240 с.
6. Ємець Б. В. Моделювання динамічних характеристик автомобілів під час роботи на окремих видах альтернативного палива. Екологічні науки, 2019. №1(24). т.2. С. 37-41.

Ємець Богдан Володимирович – викладач кафедри «Автомобільний транспорт», Житомирський агротехнічний коледж, e-mail: bogdan1199@ukr.net

Мельничук Сергій Володимирович – к.т.н., доцент, завідувач кафедри «Автомобільний транспорт», Житомирський агротехнічний коледж, e-mail: sergij.m@ukr.net

Рудзінський Володимир Васильович – д.т.н., професор, викладач кафедри «Автомобільний транспорт», Житомирський агротехнічний коледж

Ломакін Володимир Олександрович – викладач кафедри «Автомобільний транспорт», Житомирський агротехнічний коледж, e-mail: rootsymbol@gmail.com

Yemets Bogdan – Cand. Sc. (Eng.), lecturer «Road transport», Zhytomyr Agrotechnical College, e-mail: bogdan1199@ukr.net

Melnichuk Sergey – Cand. Sc. (Eng.), Assistant professor, Head of Department «Road transport», Zhytomyr Agrotechnical College, e-mail: sergij.m@ukr.net.

Rudzinsky Vladimir – Sc. Dr. (Eng.), Professor, lecturer «Road transport», Zhytomyr Agrotechnical College

Lomakin Vladimir – Cand. Sc. (Eng.), lecturer «Road transport», Zhytomyr Agrotechnical College, e-mail: rootsymbol@gmail.com