

## ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ БТР-70 З РІЗНИМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

*Сахно В.П.*, доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

*Диких О.В.*, Національний транспортний університет, Київ, Україна, aleksandrδικ@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

## TO THE COMPARATIVE EVALUATION OF FUEL ECONOMY OF THE BTR-70 CAR WITH DIFFERENT TRANSMISSION

*Sakhno V.P.*, Doctor of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

*Dykich O.V.*, National Transport University, Kyiv, Ukraine, aleksandrδικ@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

## К СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ БТР-70 С РАЗНЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

*Сахно В.П.*, доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

*Диких О.В.*, Национальный транспортный университет, aleksandrδικ@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

**Постановка проблеми.** Оптимізація конструктивних параметрів - один із найбільше важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобілів і автопоїздів. Трансмсія є елементом конструкції, параметри якої визначають техніко-економічні показники автомобіля. Ряд передаточних чисел механічної трансмісії у значній мірі впливає на тягово-швидкісні властивості і паливну економічність автомобіля. При заміні бензинового двигуна дизелем іншої потужності і іншого швидкісного діапазону необхідно визначити передаточне число трансмісії таким чином, щоб забезпечити автомобілю необхідний рівень швидкісних властивостей в заданих умовах експлуатації при мінімальній витраті палива. Проте тільки в деяких роботах приводяться однозначні математичні залежності для визначення ряду передаточних чисел при проектуванні автомобіля. При цьому передаточні числа проміжних ступенів визначаються за геометричною прогресією. Але поліпшити паливну економічність автомобіля, передаточні числа трансмісії якого отримані за геометричною прогресією, можна тільки зменшивши щільність передаточних чисел вищих ступенів на 5...15% і збільшивши щільність нижчих ступенів теж на 5...15% [1]. Тому дуже важливим є вибір та обґрунтування передаточних відношень трансмісії при переобладнанні бензинових автомобілів на дизельні, що дозволить поліпшити їх тягово-швидкісні властивості і паливну економічність. Це в повній мірі стосується і питання модернізації автомобіля БТР-70, переобладнання якого виконувалося заміною бензинового двигуна ЗМЗ-4905 на дизель.

**Аналіз останніх публікацій.** У роботі [2] розглянуті варіанти переобладнання БТР-70 шляхом встановлення на шасі цього автомобіля замість двох двигунів ЗМЗ-4905 двох двигунів General Motors потужністю 103 кВт, або двох двигунів IVECO Tector P4 потужністю 110,4 кВт, або двох двигунів Д245.30Е2 потужністю 115 кВт, або двох двигунів різної потужності – потужність основного двигуна DEUTZ TCD 2013 L4 4V 161 кВт і потужність додаткового двигуна DEUTZ D 914L3 43 кВт. В основу порівняльного аналізу покладено основні показники тягово-швидкісних властивостей, що отримані шляхом розв'язку диференціального рівняння руху, вихідними даними для якого слугують масові та геометричні параметри автомобіля та умови експлуатації. Вибір кращого варіанту виконано на основі порівняння кожного показника тягово-швидкісних властивостей з еталоном, у якості якого прийнято кращий показник із усіх можливих варіантів. За результатами розрахунків встановлено, що показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля з двигунами IVECO Tector P4, Д245.30Е2 і двома двигунами DEUTZ TCD 2013 майже однакові і змінюються від найбільшого значення (двигуни

Д245.30Е2) до найменшого (два двигуни DEUTZ TCD 2013) в межах 4%, не зважаючи на те, що їх потужність змінюється на 11,3%. Тому у подальшому при модернізації трансмісії БТР-70 за основу взято два двигуни Д245.30Е2, для яких необхідно було вибрати трансмісію. Подальшим напрямком досліджень стало вибір і обґрунтування типу коробки передач, за якого забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей.

У роботі [2] для типових умов експлуатації автомобіля визначені мінімальне і максимальне передаточне відношення трансмісії автомобіля, а також передаточні відношення додаткової коробки передач. Встановлено, що заданий діапазон зміни передаточних відношень трансмісії може бути забезпечений 5-ти ступеневою і 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335 і 6-ти ступеневою коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7. При цьому передаточне відношення головної передачі в усіх варіантах залишається незмінним,  $U_0=6,76$ . Показано, що кращі окремі показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля БТР-70 досягаються за різних коробок передач. Проте, кращим варіантом є застосування на БТР коробки передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7, якій дещо поступається 8-ми ступенева коробка МАЗ за рахунок збільшення кінематичних показників – часу, шляху розгону внаслідок збільшення часу перемикання передач. Проте і цю коробку передач можна рекомендувати при модернізації автомобіля БТР-70. Остаточний вибір трансмісії автомобіля БТР-70 необхідно проводити з урахуванням показників паливної економічності. З урахуванням розглянутих підходів до визначення показників тягово-швидкісних властивостей сформульована **мета дослідження** – визначення типу і передаточних відношень коробки передач, за яких забезпечуються кращі показники паливної економічності автомобіля.

**Результати досліджень.** В літературі і нормативних документах із методів випробувань паливної економічності автотранспортних засобів рекомендуються наступні показники (з розмірністю витрати палива у літрах, віднесеної до 100 км шляху) [3]:

1. Паливна характеристика усталеного руху.
2. Контрольна витрата палива.
3. Витрата палива в неусталеному русі.
4. Витрата палива в міському циклі на дорозі.
5. Витрата палива в магістральному циклі на дорозі.
6. Витрата палива в міському циклі на стенді.
7. Паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбкуватій дорозі.
8. Середньокілометрова витрата палива.

Із наведених вище оціночних показників для автомобіля основними можна вважати перші три і восьмий показники. Розглянемо їх більш детально.

1. Паливну характеристику усталеного руху автомобіля будують на вищій передачі при русі по горизонтальній дорозі з твердим, гладким покриттям за виразом [4]:

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \eta_m \rho_n} \cdot \left( m_a g \psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} \right), \quad (1)$$

де  $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$  – сумарний коефіцієнт опору дороги;

$\rho_n$  – густина палива;

$q_e$  – питома ефективна витрата палива двигуна.

Для розрахунку витрати палива БТР-70 необхідно знати питому ефективну витрату палива двигуном  $q_e$ , яку обчислюють за даними стендових лабораторних випробувань. В кожному швидкісному режимі випробувань двигуна вимірюють годинну витрату палива  $G_{год}$  та ефективну потужність  $N$ , яку розвиває при цьому двигун, тоді  $q_e = G_{год} / N$ . За отриманими даними будують навантажувальну характеристику двигуна, яка представляє собою залежність  $q_e$  у функції двох аргументів – кутової швидкості  $\omega_e$  та ступеня використання  $I$  потужності двигуна [4].

Відповідно до наведеної роботи ефективна питома витрата палива визначається за простим емпіричним виразом:

$$q_e = q_{eN} \cdot K_{об} \cdot K_{II}, \quad (2)$$

де  $q_{eN}$  – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна  $N_{max}$ , г/кВт·год.;

$K_{об}$  – емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення  $q_e$  відносної кутової швидкості

$X_i$  – обертання колінчастого валу;

$K_{II}$  – емпіричний коефіцієнт впливу на значення  $q_e$  ступеню використання  $II$  потужності двигуна.

Питома витрата палива двигуна Д245.30Е2, яка відповідає максимальній потужності  $N_{max}$ , складає  $q_{eN} = 240$  г/кВт·год.

Безрозмірний коефіцієнт  $K_{об}$  для дизелів обчислюється за емпіричним рівнянням [3]:

$$K_{об} = 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3, \quad (3)$$

а безрозмірний коефіцієнт  $K_{II}$  – за рівняннями:

$$K_{II} = 3,27 - 8,22II + 9,13II^2 - 3,18II^3, \quad (4)$$

де  $X_i$  – відносна кутова швидкість колінчастого валу;

$II$  – ступінь використання потужності двигуна.

Відносна кутова швидкість  $X_i$  у рівнянні (3) відповідає значенням поточної швидкості  $V_i$  руху автомобіля, і кутовій швидкості  $\omega_{ei}$ . Ступінь використання потужності двигуна  $II$  дорівнює відношенню фактичної потужності  $N_i$  двигуна до тої потужності  $N'$ , яку можливо було б досягти двигуном при повній подачі палива і поточній кутовій швидкості  $\omega_{ei}$ , відповідній до швидкості  $V_i$  руху автомобіля, що визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна.

Фактична потужність двигуна визначається як [4]:

$$N = \frac{m_a g (\sin \alpha + f \cos \alpha) V + K_B F V^3}{1000 \eta_m}. \quad (5)$$

Наведена вище методика відрізняється високим рівнем осереднення експериментальних даних, які є єдиними взагалі відповідно для бензинових двигунів і дизелів.

На рис. 1 наведена паливна характеристика усталеного руху БТР-70 з різними типами коробок передач при  $\psi=0,03$ . При цьому враховано, що до швидкості 70 км автомобіль працює на одному двигуні і крутний момент передається на першу та третю вісь. При збільшенні швидкості руху понад 70 км/год працюють два двигуни і потужність передається на усі чотири осі.

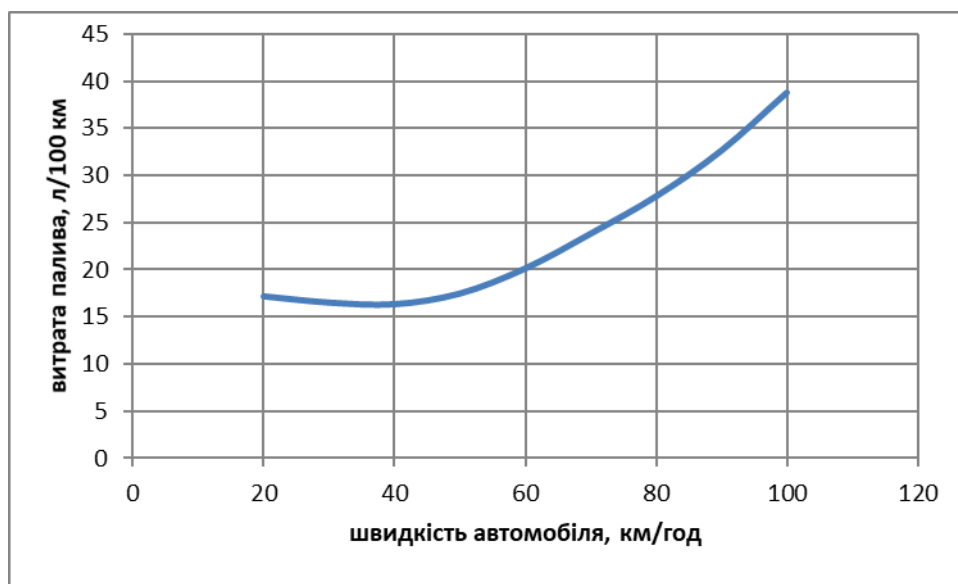


Рисунок 1 – Паливна характеристика усталеного руху БТР-70

Зважаючи на те, що при заданому коефіцієнті опору руху  $\psi=0,03$  автомобіль може рухатися

тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде виражатися тільки одним графіком, рис. 1.

## 2. Контрольна витрата палива автобуса

Контрольна витрата палива визначається при фіксованих умовах випробувань відповідно з діючими нормативними документами. Її чисельне значення певною мірою характеризує можливий мінімальний рівень витрат палива автомобілем при його випробуваннях.

Контрольна витрата палива визначається за величини повної маси БТР-70 за паливною характеристикою усталеного руху при  $\psi=0,03$  і складає 30 л/100 км.

При порівнянні паливної економічності БТР-70 з різними типами коробок передач більш інформативними є показники витрати палива в неусталених режимах руху, наприклад, в процесі розгону автомобіля до максимальної швидкості. При цьому використання потужності двигуна може бути або повним, або не повним.

## 3. Витрату палива при розгоні БТР-70 визначимо за методикою, наведеною в роботі [5].

Для визначення витрати палива при розгоні БТР-70 розглянемо взаємозв'язок трьох параметрів: витраченого палива  $dQ$  за час  $dt$  при зміні швидкості на  $dv$ . Позначимо відношення  $dQ/dv = q_j$  і назовемо його коефіцієнтом витрати палива. Проте,  $dQ = Q_{oc}dt$ , де  $Q_{oc}$  – секундна витрата палива. Отже,  $q_j = Q_{oc}dt/dv = Q_{oc}/j$ . Підставимо отримане значення коефіцієнта витрати палива в перше відношення і, розділивши змінні, отримаємо диференціальне рівняння витрати палива  $dQ = Q_{oc}dv/j$ . Змінні  $Q_{oc}$  та  $j$ , що входять в праву частину, можуть бути представлені як функції швидкості [5]:

$$Q_{oc} = a_{Qc}v^2 + b_{Qc}v + c_{Qc} \quad (6)$$

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{G_a \delta_{об}} (a_i v^2 + b_i v + c_i)$$

Відповідно,

$$Q = G_a \delta_{об} \int_{v_n}^{v_k} \frac{a_{Qc}v^2 + b_{Qc}v + c_{Qc}}{a_i v^2 + b_i v + c_i} dv$$

або

$$Q = G_a \delta_{об} \left[ a_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{v^2 dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + b_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{v dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + c_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} \right]$$

Зважаючи на те, що добуток  $G_a \delta_{об}$  на другий інтеграл є шлях  $S_i$ , що автомобіль пройшов в межах зміни швидкості  $v_n \dots v_k$ , а добуток  $G_a \delta_{об}$  на третій інтеграл –  $\tau_i$ . Перший інтеграл є табличним. Після відповідних перетворень формула витрати палива на ділянці зі змінною швидкістю в діапазоні  $v_n \dots v_k$  прийме вигляд:

$$Q_i = a_{Qc} G_a \delta_{об} \left( \frac{v_k - v_n}{a_i} - \frac{b_i}{2a_i^2} \ln \left| \frac{a_i v_k^2 + b_i v_k + c_i}{a_i v_n^2 + b_i v_n + c_i} \right| \right) + \tau_i (c_{Qc} + a_{Qc} \frac{b_i^2 - 2a_i c_i}{2a_i^2}) + b_{Qc} S_i \quad (7)$$

У формулу секундної витрати палива (6) та в формулу (7) входять коефіцієнти апроксимуючого рівняння секундної витрати палива  $a_{Qc}$ ,  $b_{Qc}$ ,  $c_{Qc}$ , які визначаються наступним чином. Вихідною є графічна характеристика питомої витрати палива  $g_e$  в залежності від кутової швидкості колінчастого валу двигуна  $\omega_e$ , яка визначається з графіку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, рис.2.

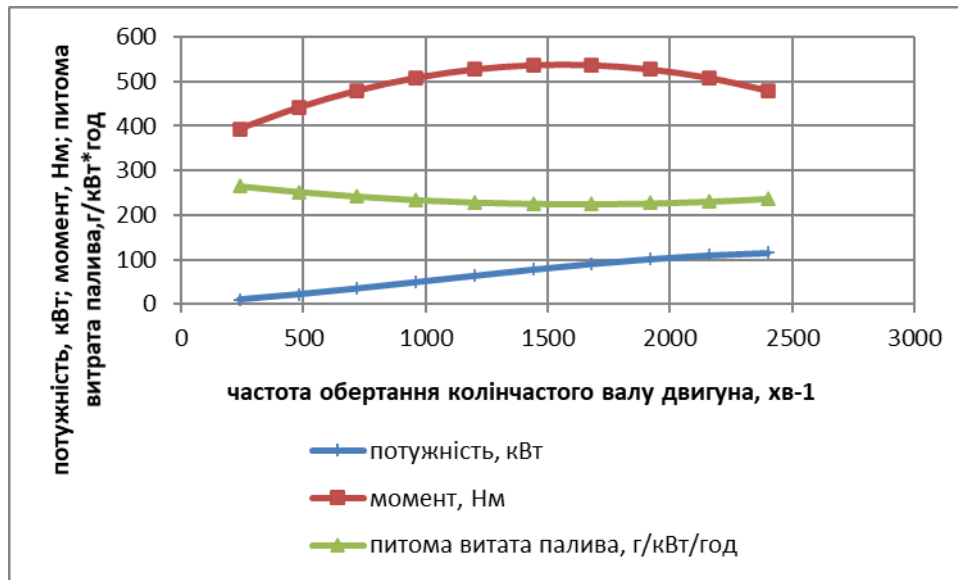


Рисунок 2 – Швидкісна зовнішня характеристика двигуна Д245.30Е2

Далі за допомогою формули  $Q_0 = g_e N_e / 1000$  розраховуємо годинну витрату палива  $Q_0$  при певній кутовій швидкості валу двигуна. Аналітично ця залежність описується поліномом другого ступеня [4]:

$$Q_0 = a_Q \omega_e^2 + b_Q \omega_e + c_Q, \quad (8)$$

в якому коефіцієнти  $a_Q$ ,  $b_Q$  і  $c_Q$  визначаємо за інтерполяційною формулою Лагранжа [4]:

$$a_Q = \frac{g_{\min}}{A_{11}} + \frac{g_{M \max}}{A_{12}} + \frac{g_N}{A_{13}},$$

$$b_Q = \frac{(\omega_N + \omega_M) g_{\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_N) g_{M \max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_M + \omega_{\min}) g_N}{A_{13}},$$

$$c_Q = g_{\min} \frac{(\omega_N + \omega_M)}{A_{11}} + g_{M \max} \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)}{A_{12}} + g_N \frac{(\omega_M + \omega_{\min})}{A_{13}},$$

де  $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_M \omega_N$ ,

$A_{12} = \omega_M^2 - \omega_M(\omega_{\min} + \omega_N) + \omega_N \omega_{\min}$ ,

$A_{13} = \omega_N^2 - \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \omega_{\min}$ .

За допомогою рівняння зв'язку  $\omega_e = \frac{v \cdot r_k}{u_{mp}}$  переводимо рівняння (8) в рівняння секундної витрати

палива (6), у якого коефіцієнти рівні:

$$a_{Qc} = \frac{a_Q u_i^2}{3600 r_k^2}; \quad b_{Qc} = \frac{b_Q u_i}{3600 r_k}; \quad c_{Qc} = \frac{c_Q}{3600} \quad (9)$$

Після визначення усіх необхідних коефіцієнтів визначаємо годинну витрату палива в процесі розгону автомобіля за формулою (6).

Витрату палива при частковому використанні потужності визначимо за методикою, наведеною в роботі [6]. Витрата палива при частковому використанні потужності визначається на основі математичної моделі двигуна, яка дозволяє встановити значення годинної витрати палива в залежності від режиму його роботи – за відомих частоти обертання та крутного моменту на валу двигуна (або коефіцієнта використання потужності двигуна). Така залежність може бути побудована на основі дванадцяти відомих (опорних) значень годинної витрати палива двигуна, виміряних при

випробуваннях двигуна за Правилком ООН № 49 [7] в умовах випробувального циклу ESC. Даний випробувальний цикл складають 13 режимів роботи двигуна, один з яких – режим холостого ходу, решта 12 режимів «перекривають» робочий діапазон частот обертання та навантажень двигуна (площина  $s$  на рис. 3). Витрату палива в режимі холостого ходу визначимо окремо. Опорні значення годинних витрат палива, визначених для решти 12 режимів, формують поверхню  $s'$  (рис. 3 [8]), яка складається з точок, що визначають годинну витрату палива для будь-якого режиму роботи двигуна [8].

Аналітична інтерпретація зазначеної математичної моделі базується на розв'язанні системи з 12 умов [9, 10]:

$$G(n_A, M_{100A}) = G_{100}^A, G(n_B, M_{50B}) = G_{50}^B, G(n_B, M_{75B}) = G_{75}^B, G(n_A, M_{50A}) = G_{50}^A, G(n_A, M_{75A}) = G_{75}^A, G(n_A, M_{25A}) = G_{25}^A, \\ G(n_B, M_{100B}) = G_{100}^B, G(n_B, M_{25B}) = G_{25}^B, G(n_C, M_{100C}) = G_{100}^C, G(n_C, M_{25C}) = G_{25}^C, G(n_C, M_{75C}) = G_{75}^C, G(n_C, M_{50C}) = G_{50}^C,$$

де  $G(n_i, M_j)$  – значення годинної витрати палива, визначене за допомогою математичної моделі для режиму роботи двигуна, який характеризується частотою обертання  $n_i$  та крутним моментом  $M_j$ ,

$G_X^Y$  – годинна витрата палива, виміряна при випробуваннях двигуна в режимі циклу ESC, за якого встановлені крутний момент –  $X$ , а частота обертання –  $Y$ .

Годинна витрата палива визначається за двовимірною функцією виду [8].

$$G(n, M) = A(M) \cdot n^2 + B(M) \cdot n + C(M), \text{ кг/год.} \quad (10)$$

Коефіцієнти  $A(M)$ ,  $B(M)$ ,  $C(M)$  залежать лише від поточного крутного моменту та опорних частот обертання і наведені в роботі [8].

У рівняння (10), що визначає годинну витрату палива, входять коефіцієнти, величина яких залежить від значень крутного моменту і питомої витрати палива при роботі двигуна на часткових навантаженнях. Емпіричні залежності ефективної потужності двигуна і питомої витрати палива в функції частоти обертання колінчастого валу двигуна  $\omega$  і відносного ходу рейки паливного насоса  $\Delta_1$  при роботі дизеля на часткових навантаженнях наведені в роботі [1].

Для різних значень  $\Delta_1$  і частот обертання  $\omega$  рівняння відносної потужності записано у вигляді:

$$\frac{N}{N_{\max}} = N_0 + N_1 \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right) + N_2 \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (11)$$

Аналогічно записане рівняння відносної витрати палива для дизеля:

$$\frac{q}{q_N} = q_0 + q_1 \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right) + q_2 \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (12)$$

Подальша обробка результатів апроксимації емпіричних даних полягала у визначенні коефіцієнтів  $N_0(\Delta_1), N_1(\Delta_1), N_2(\Delta_1), q_0(\Delta_1), q_1(\Delta_1), q_2(\Delta_1)$  як функцій відносного ходу рейки паливного насоса  $\Delta_1$ .

Як показав аналіз, найменша основна похибка апроксимації досягається при використанні полінома третього ступеня для відносної потужності і полінома четвертого ступеня - для відносної витрати палива, тобто

$$y = A_{11} + A_{12}\Delta_1 + A_{13}\Delta_1^2 + A_{14}\Delta_1^3 + A_{15}\Delta_1^4, \quad (13)$$

де  $A_{11}, \dots, A_{15}$  - сталі коефіцієнти, що залежать від ступеня використання потужності двигуна  $\Delta_1$ .

У табл. 1 наведені значення коефіцієнтів емпіричного рівняння (13) для визначення ефективної потужності двигуна та питомої витрати палива при часткових навантаженнях дизеля.

Таблиця 1 – Коефіцієнти емпіричного рівняння (13)

Коефіцієнти	$A_{11}$	$A_{12}$	$A_{13}$	$A_{14}$	$A_{15}$	Основна похибка
$N_0(\Delta_1)$	0,00049	-0,3434	0,1878	-0,1223	-	2,2
$N_1(\Delta_1)$	0,00023	2,1080	-0,5400	0,3500	-	0,8
$N_2(\Delta_1)$	-0,00075	-0,7760	0,3480	-0,2260	-	1,7
$q_0(\Delta_1)$	2,86200	-8,0420	13,7690	-10,9300	3,5	2,5
$q_1(\Delta_1)$	-2,76000	8,2865	-8,1600	-0,0191	2,0	3,3
$q_2(\Delta_1)$	3,1898	-13,2800	24,8200	-21,2190	7,0	7,8

За рівнянням (13) визначені значення потужності за різних навантажень на двигун, за якими у подальшому отримані значення крутних моментів  $M_{100A}$ ,  $M_{50B}$ ,  $M_{75B}$ ,  $M_{50}$ ,  $M_{75A}$ ,  $M_{25A}$ ,  $M_{100B}$ ,  $M_{25B}$ ,  $M_{100C}$ ,  $M_{25C}$ ,  $M_{75C}$ ,  $M_{50C}$  (рис. 3) і годинної витрати палива при часткових навантаженнях двигуна за виразом (10).

Витрату палива на холостому ході можна отримати за допомогою оборотної економічної характеристики [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Для цього необхідно мати значення годинної витрати палива  $Q_0$ , кг/год, та ефективної потужності  $N_e$  двигуна, зафіксованої відповідно до кількості обертів  $n_e$  колінчастого валу. Для кожного із значень  $n_e$  буде обчислено ряд відповідних витрат палива  $q_0$  за один оберт валу, розрахованих як відношення  $Q_0$  до кількості обертів валу  $n_e$ ,  $\text{хв}^{-1}$ :

$$q_0 = \frac{16,7Q_0}{n_e}, \text{ г/об} \quad (14)$$

Відповідний до значення  $q_0$  крутний момент двигуна визначається як  $M_e = 1000N_e / n_e$ , що дозволяє побудувати оборотну економічну характеристику. Для неї, за наслідками математичної обробки експериментальних даних із випробувань різних моделей двигунів, встановлена така емпірична залежність [1]:

$$q_0 = q_{0x} + vM_e \quad (15)$$

де  $q_{0x}$  – витрата палива при холостому ході двигуна, г/об;

$M_e$  – крутний момент на валу, кНм;

$v$  – емпіричний коефіцієнт.

Значення  $q_{0x}$  та  $v$  отримуємо шляхом апроксимації оборотної характеристики  $q_0(M_e)$  лінійним рівнянням.

Секундну витрату палива на холостому ході можна визначити за формулою, кг/с:

$$Q_{cx} = \frac{q_{0x} n_x}{60 \cdot 1000} \quad (16)$$

де  $n_x$  – кількість обертів валу двигуна на холостому ході,  $\text{хв}^{-1}$ .

Витрата палива при роботі на холостому ході за певний час, кг:

$$Q_{xx} = Q_{cx} \cdot t_{xx} \quad (17)$$

де  $t_{xx}$  – час, який двигун працює на холостому ході, с.

8. Середню кілометрову витрату палива на заданому маршруті, опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху визначаємо за формулою [11].

$$q_{ксп} = \frac{1}{\rho_m} \times \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Тісп} \times k_i}{V_{ісп}}, \quad (18)$$

де  $\rho_m$  – густина палива;

$Q_{Тісп}$  – середня витрата палива на  $i$ -ій передачі;

$k_i$  – відносний шлях руху автомобіля на  $i$ -ій передачі;

$V_{ісп}$  – середня швидкість руху автомобіля на  $i$ -ій передачі.

Довжина ділянки  $S_i$ , для якої умови сприяють руху на  $i$ -ій передачі, буде залежати від імовірності попадання величини коефіцієнта сумарного опору дороги  $\psi$  в межі можливостей  $i$ -ї передачі, тобто

$$S_i = SP(D_{i+1} \leq \psi < D_i), \quad (19)$$

де  $P(D_{i+1} \leq \psi < D_i)$  – імовірність попадання величини  $\psi$  в межі можливостей  $i$ -ї передачі.

З урахуванням цього

$$K_i = \int_{D_{i+1}}^{D_i} f(\psi) d\psi \quad (20)$$

або

$$S_i = K_i S. \quad (21)$$

Проте знання довжини ділянки  $S_i$  ще не дозволяє визначити швидкість АТЗ. На цій ділянці величина швидкості може прийняти будь-яке значення в межах від  $v_{i-1}$  до  $v_i$ . При цьому кожне окреме значення швидкості представляється випадковою величиною. Як і всяка випадкова величина, що підпорядковується будь-якому закону розподілу, величина швидкості може бути охарактеризована середнім значенням, тобто

$$v = \int_{v_{i-1}}^{v_i} v f_i(v) dv. \quad (22)$$

При нормальному законі розподілу швидкості на передачі

$$v_{спi} = 0,5 \left( 1 + \frac{1}{q_i} \right) v_i = l_i v_i; \quad (23)$$

$$q_i = \frac{v_i}{v_{i-1}}, \quad (24)$$

де  $f_i(v)$  – закон розподілу швидкості на передачі;

$v_i, v_{i-1}$  – максимальні швидкості на  $i$ -й та  $i-1$  передачах;

$l_i$  – коефіцієнт, який ураховує тип закону розподілу швидкості на передачі.

Середня швидкість руху автомобіля на всьому маршруті

$$v_{ср} = \frac{0,27 N_{пнт} \eta_{тр} \sum_{i=1}^n K_i d_i}{\gamma_{тiN} \sum \frac{K_i d_i}{l_i}}, \quad (25)$$

де  $N_{пнт} = \frac{N_{e\max}}{G_a}$  – питома потужність автомобіля;

$\gamma_{тiN}$  – питома сила тяги на  $i$ -й передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності.

Середня годинна витрата палива на  $i$ -ій передачі визначається як



$$Q_{T_{\text{ср}}} = \frac{\int_{Q_{T_{\text{min}}}}^{Q_{T_{\text{max}}}} Q_T f(Q_T) dQ_T}{\int_{Q_{T_{\text{min}}}}^{Q_{T_{\text{max}}}} f(Q_T) dQ_T}, \quad (28)$$

де  $Q_{T_{\text{ср}}}$  – поточне значення витрати палива, кг;

$f(Q_T)$  – закон розподілу витрати палива на  $i$ -ій передачі.

Приймаючи поточне значення та закон розподілу витрати палива на  $i$ -ій передачі з роботи [1], визначаємо середньокілометрову витрату палива автомобілем у заданих умовах експлуатації.

У табл. 2 наведені результати розрахунку контрольної витрати палива, витрати палива в процесі розгону та середню витрату палива на заданому маршруті для автомобіля БТР-70 з різними коробками передач при роботі двох двигунів Д245.30Е2.

Аналіз даних, табл. 2, показує, що за контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МА3-5335. Пояснюється це тим, що в складних дорожніх умовах збільшення кількості передач призводить до кращого використання потужності двигуна і тягово-швидкісних властивостей автомобіля, зменшуючи тим самим витрату палива.

Таблиця 2 – Витрата палива автомобіля БТР-70 у різних режимах руху

Table 2 – Fuel consumption of the BTR-70 car in various modes of movement

Тип коробки передач	Контрольна витрата, л/100 км	Витрата палива в процесі розгону, л	Середня кілометрова витрата палива на заданому маршруті, л	
			$m_{\psi}=0,022;$ $\sigma_{\psi}=0,012$	$m_{\psi}=0,12; \sigma_{\psi}=0,02$
МА3-5335 (5-ти ступенева)	30,1	0,485	0,353	0,752
МА3-5335 (8-ми ступенева)	30,1	0,473	0,349	0,698
Мерседес-Бенц G 85-6/6,7	30,1	0,469	0,338	0,714

**Висновки.** Встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах. Зважаючи на те, що при заданому коефіцієнті опору руху  $\psi=0,03$  автомобіль може рухатися тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде однаковою, як і контрольна витрата палива, яка склала 30 л/100 км. За витратою палива в процесі розгону автомобіля і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МА3-5335.

**Подальший розвиток.** Як було відмічено при аналізі можливих шляхів модернізації БТР-70, одним із перспективних є заміна двох двигунів однакової потужності на два двигуни різної потужності. Так, у роботі [2] розглянуто можливість обладнання автомобіля двома двигунами різної потужності – потужність основного двигуна 161 кВт і потужність додаткового двигуна 43 кВт. При цьому двигун більшої потужності забезпечує рух автомобіля в усіх можливих режимах руху, окрім подолання максимального ухилу дороги і в умовах бездоріжжя, де підключається другий двигун. Така схема може стати перспективною для гібридної силової установки після проведення необхідних досліджень.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К.: КВІЦ, 2004. – 174 с.

2. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70/ В.П.Сахно, Д.М.Ященко, О.В.Диких, В.В.Стельмашук, В.П.Онищук //Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2020. - №2(15). – С.134-146.

3. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70 /В.П.Сахно, О.В. Диких//Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та Військової техніки Збройних Сил України. – 2021. - Ст. 376 - 385.

4. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін.–Донецьк:Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.

5. Литвинов А.С., Фаробин Я.И. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

6. Іванушко О., Сахно В. Обґрунтування та вибір критеріїв до моделювання раціональних режимів технічного обслуговування і ремонту. Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia :monografia / pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria Transport № 10. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2017. С. 35–44.

7. Единые предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и твердых частиц из двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей с принудительным зажиганием, предназначенных для использования на транспортных средствах : Правило ООН № 49 : Пересмотр 6 [Чинне від 2013-01-27]. Женева: ООН, 2013. 518 с.

8. Жаров К. С. Вибір та обґрунтування типу автомобіля-тягача автопоїзда великої вантажопідйомності: дис...канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2014. 166 с.

9. Жаров К. С. До вибору типу автомобіля-тягача триланкового автопоїзда за показниками паливної економічності / К. С. Жаров // Автошляховик України. – 2008. – № 4. – С. 17–21.

10. Жаров К. С. Дослідження середньої швидкості руху та продуктивності автопоїздів / К. С. Жаров // Вісник НТУ: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2008. – № 17. – С. 126-133.

11. Сахно В. П. Вплив конструктивних параметрів автопоїзда на його продуктивність та економічність / В. П. Сахно, К. С. Жаров // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 2. – С. 68–78.

## REFERENCES

1.Cars. Traction-speed properties and fuel efficiency: textbook. manual / V.P. Sakhno, G.B. Bezborodova, M.M. Mayak, S.M. Sharay. – K. : КВІЦ, 2004. - 174 p.

2. Sakhno V.P. To the choice of engine type during modernization of BTR-70 / V.P.Sakhno, D.M.Yashchenko, O.V.Dykykh, V.V.Stelmashchuk, V.P.Onishchuk // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. - Lutsk NTU, 2020. - №2 (15). – P.134-146.

3. Sakhno V.P. Before choosing the type of engine during the modernization of the BTR-70 / V.P. Sakhno, O.V.Dykykh // Collection of scientific works of the Central Research Institute of Armaments and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine. – 2021. – P. 376 – 385.

4. Sakhno V.P. etc. Performance properties of vehicles. At 3 p.m. Part 1. Dynamics and fuel efficiency of motor vehicles: [textbook] / V.P. Sakhno, A.P. Kostenko, M.I. Zagorodnov, etc. - Donetsk: Publishing House "Knowledge" (Donetsk branch), 2014. – 444 p.

5. Litvinov A.S., Farobin J.I. Car: Theory of operational properties: A textbook for universities in the specialty "Cars and Automotive". – М. : Mashinostroenie, 1989. – 240 p.

6. Ivanushko O., Sakhno V. Substantiation and selection of criteria for modeling rational modes of maintenance and repair. Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia: monografia / pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria Transport № 10. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2017. P. 35–44.

7. Uniform provisions concerning measures to be taken to limit emissions of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition and positive-ignition engines for use in vehicles: UN Regulation № 49: Revision 6 [Effective 2013-01 -27]. Geneva: UN, 2013. 518 p.]

8. Zharov K.S. Choice and substantiation of the type of car-tractor of a large-capacity road train: dis ... cand. tech. science: 05.22.02. Kyiv, 2014. 166 p.

9. Zharov K.S. To the choice of the type of car-tractor of a three-link road train according to the indicators of fuel economy / K.S. Zharov // Motorway of Ukraine. – 2008. – № 4. – P. 17–21.

10. Zharov K.S. Research of average speed and productivity of road trains / K.S.Zharov // Bulletin of NTU: In 2 parts: Part 1. - K. : NTU, 2008. - № 17. - P. 126-133.

11. Sakhno V.P. Influence of constructive parameters of a road train on its productivity and efficiency / V.P. Sakhno, K.S. Zharov // Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport. – 2010. – № 2. - P. 68–78.

### РЕФЕРАТ

Сахно В.П. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач / В.П. Сахно, О.В. Диких // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті розглянуто питання щодо вибору коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70 шляхом заміни двох бензинових двигунів на два дизелі.

Об'єкт дослідження – паливна економічність автомобіля БТР-70 з різними коробками передач при заміні двох бензинових двигунів на два дизелі.

Мета роботи – визначення типу і передаточних відношень коробки передач, за яких забезпечуються кращі показники паливної економічності автомобіля.

Метод дослідження – математичне моделювання.

При заміні бензинового двигуна дизелем іншої потужності і іншого швидкісного діапазону необхідно визначити передаточне число трансмісії таким чином, щоб забезпечити автомобілю необхідний рівень швидкісних властивостей в заданих умовах експлуатації при мінімальній витраті палива. Зважаючи на те, що модернізація автомобіля БТР-70 передбачає заміну двигуна і трансмісії, подальший пошук коробки передач здійснювався на основі аналізу існуючих конструкцій за величиною максимального крутного моменту двигуна. Для аналізу були прийняті п'ятиступенева і восьмиступенева коробка передач МАЗ і шести ступенева коробка передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7.

Приймаючи до уваги те, що при заданому коефіцієнті опору руху  $\psi=0,03$  автомобіль може рухатися тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде однаковою, як і контрольна витрата палива, яка склала 30 л/100 км. За витратою палива в процесі розгону автомобіля і середньокілометровій витраті палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОМОБІЛЬ, ДВИГУН, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ, ШВИДКІСТЬ, ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА

### ABSTRACT

Sakhno V.P., Dykykh O.V. To the comparative assessment of fuel economy of the BTR-70 car with different gearboxes. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article considers the issue of choosing a gearbox for the modernization of the BTR-70 by replacing two gasoline engines with two diesels.

The object of research is the fuel economy of the BTR-70 car with different gearboxes when replacing two gasoline engines with two diesels.

The purpose of the work – to determine the type and gear ratio of the transmission, which provides the best fuel efficiency of the car.

Research method - mathematical modeling.

When replacing a gasoline engine with a diesel of a different power and a different speed range, it is necessary to determine the gear ratio so as to provide the car with the required level of speed properties in the specified operating conditions with minimal fuel consumption. Due to the fact that the modernization of the BTR-70 involves the replacement of the engine and transmission, the further search for the gearbox was carried out on the basis of analysis of existing structures by the maximum torque of the engine. A five-speed and eight-speed MAZ gearbox and a six-speed Mercedes-Benz G 85-6 / 6.7 gearbox were used for analysis. Taking into account the fact that at a given coefficient of drag  $\psi = 0.03$  the car can move only in direct gear, then for all gearboxes the fuel characteristics of steady motion will be the same as the control fuel consumption, which was 30 l / 100 km. In terms of fuel consumption during the acceleration of the car and the average kilometer fuel consumption when driving on paved roads, preference should be given to a car with a Mercedes-Benz G 85-6 / 6,7 transmission and only when driving in difficult road conditions, preference should be given to the car with 8-speed MAZ-5335 transmission.

KEY WORDS: CAR, ENGINE, FUEL ECONOMY, TRANSMISSION, GEAR RATING, SPEED, COMPARATIVE EVALUATION

### РЕФЕРАТ

Сахно В.П., К сравнительной оценке топливной экономичности автомобиля БТР-70 с разными коробками передач / В.П. Сахно, А.В. Диких // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрены вопросы выбора коробки передач при модернизации автомобиля БТР-70

путем замены двух бензиновых двигателей на два дизеля.

Объект исследования - топливная экономичность автомобиля БТР-70 с различными коробками передач при замене двух бензиновых двигателей на два дизеля.

Цель работы - определение типа и передаточных отношений коробки передач, при которых обеспечиваются лучшие показатели топливной экономичности автомобиля.

Метод исследования - математическое моделирование.

При замене бензинового двигателя дизелем другой мощности и другого скоростного диапазона необходимо определить передаточное число трансмиссии таким образом, чтобы обеспечить автомобилю необходимый уровень скоростных свойств в заданных условиях эксплуатации при минимальном расходе топлива. Несмотря на то, что модернизация автомобиля БТР-70 предусматривает замену двигателя и трансмиссии, дальнейший поиск коробки передач осуществлялся на основе анализа существующих конструкций по величине максимального крутящего момента двигателя. Для анализа были приняты пятиступенчатая и восьмиступенчатая коробка передач МАЗ и шестиступенчатая коробка передач Mercedes-Benz G 85-6 / 6,7. Принимая во внимание то, что при заданном коэффициенте сопротивления движению  $\psi = 0,03$  автомобиль может двигаться только на прямой передаче, то для всех коробок передач топливная характеристика установившегося движения будет одинаковой, как и контрольный расход топлива, который составил 30 л / 100 км. По расходу топлива в процессе разгона автомобиля и среднекилометровому расходу топлива при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием предпочтение следует отдать автомобилю с коробкой передач Mercedes-Benz G 85-6 / 6,7 и только при движении автомобиля в сложных дорожных условиях предпочтение следует отдать автомобилю с 8-ми ступенчатой коробкой передач МАЗ-5335.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** АВТОМОБИЛЬ, ДВИГАТЕЛЬ, ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ, СКОРОСТЬ, СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА

**АВТОРИ:**

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Диких Олександр Вікторович, магістр, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Автомобілі», e-mail: aleksandr.dik@ukr.net тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

**AUTHORS:**

Sakhno Volodymyr P., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, head of the automobiles department, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Dykich Oleksandr V., MSc in transport, postgraduate student of the automobiles department, National Transport University, e-mail: tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

**АВТОРЫ:**

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой автомобилей, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Украина, 01010, г. Киев, ул. Н. Омеляновича-Павленка 1., к. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Диких Александр Викторович, магистр, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Автомобили», e-mail: aleksandr.dik@ukr.net, тел. +380442804252, Украина, 01010, г. Киев, ул. Н. Омеляновича-Павленка 1., к. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Біліченко В.В., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінниця, Україна.

Посвятенко Е.К., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництва, ремонту і матеріалознавства, Київ, Україна.

**REVIEWERS:**

Bilichenko V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, professor, head of cars and transport management, Vinnytsa, Ukraine.

Posviatenko E.K., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, professor of the production, repair and materials science department, Kyiv, Ukraine.