

Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля

Подригало М. А.¹, Кайдалов Р. О.,² Омельченко В. І.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національна академія Національної гвардії України

Анотація. Енергетична ефективність автомобіля є характеристикою раціонального використання потужності двигуна й витрачання запасів джерел енергії. На сьогоднішній день проблема оцінки коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля є однією з найбільш актуальних в сучасному машинобудуванні. Тому існує нагальна потреба в оптимізації здатності оцінки показників енергоефективності автомобіля шляхом отримання математичної моделі коефіцієнта корисної дії колісного рушія для подальшого раціонального проектування автомобілів по критеріям енергоефективності.

Ключові слова: автомобіль; колісний рушій; енергоефективність; крутний момент, коефіцієнт корисної дії.

Вступ

Енергетична ефективність автомобіля серед багатьох факторів визначається і коефіцієнтом корисної дії колісного рушія. Не дивлячись на значну кількість наукових досліджень [1-3], присвячених проблемі підвищення ККД коліс автомобіля, залишається цілий ряд проблематичних питань.

Однією з причин виникнення вказаних питань є традиційний підхід до динаміки деформованого з позицій механіки твердого тіла, що не дозволяє враховувати вплив на ККД колісного рушія податливості деформованої шини [4-5]. В цій статті розглянутий підхід до оцінки ККД колісного рушія з позиції теорії пружності і показано, що зі збільшенням крутного моменту відбувається збільшення вказаного показника.

Аналіз публікацій

Динаміці та енергетиці колеса автомобіля присвячено значну кількість наукових досліджень [6-9]. В яких визначені основні положення теорії руху колеса автомобіля. Зокрема запропоновано використовувати для розрахунку статистики, кінематики і динаміки деформованого колеса чотири радіуса: вільний r_0 ; статистичний $r_{ст}$; кінематичний r_k і динамічний r_d радіуси колеса. Вказані радіу-

си є розрахунковими та визначаються співвідношеннями:

$$r_{ст} = r_0 - \frac{P_z}{C_{рад}}; \quad (1)$$

$$r_k = V_0 / \omega_k; \quad (2)$$

$$r_d = M_k / P_k, \quad (3)$$

де P_z – нормальне навантаження на колесо (шину); $C_{рад}$ – радіальна жорсткість шини; V_0 – лінійна швидкість осі колеса; ω_k – кутова швидкість колеса; P_k – тягова сила, прикладена на вісі колеса; M_k – крутний момент, підведений до колеса від джерела енергії.

Радіуси $r_{ст}$ та r_d дорівнюють відстаням від опорної поверхні до осі колеса, відповідно при нерухомому та що коливається колесі. Відомо, що $r_d > r_{ст}$. Всі вказані радіуси ($r_{ст}$; r_k ; r_d) є зручними розрахунковими параметрами, які полегшують визначення взаємозв'язків між статистичними, кінематичними та динамічними параметрами колеса. Тим не менш, з'являються публікації [10-12], в яких автори намагаються визначити який із зазначених радіусів є найбільш важливим і точним.

Взаємозв'язок між силовими та кінематичними параметрами колеса за допомогою функції навантаження в контакт з опорною поверхнею також був доведений в працях

науковців [13-14].

Цікаві результати отримані в дослідженні [15]. Там, для випадка рівномірного прямолінійного руху колеса були отримані рівняння силового і енергетичного балансу колеса. Принцип виникнення «Парадокса Петрушова» є нехтування кругової деформації шини, обумовленої прикладенням до колеса крутного моменту.

Пояснення вказаного парадокса проведено в роботі. Отримано аналітичний вираз для визначення миттєвого ККД колеса, який має вид:

$$\eta_k^{\text{MIT}} = \eta_{fk}^{\text{MIT}} \cdot \frac{r_k}{r_d} = \eta_{fk}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} = \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right) \cdot \left[1 - \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right)\right], \quad (4)$$

де η_{fk}^{MIT} – миттєвий силовий ККД колеса; M_{fk} – момент опору кочення колеса:

$$M_{fk} = R_{zk} \cdot a = R_{zk} \cdot f \cdot r_d; \quad (5)$$

де R_{zk} – нормальна реакція дороги на колесо; a – коефіцієнт тертя кочення; f – коефіцієнт опору кочення колеса; $C_{\text{кут}}$ – кутова жорсткість шини; $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$ – миттєвий пружний ККД колеса:

$$\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} = \frac{R_k}{R_d} = 1 - \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right). \quad (6)$$

Аналіз виразу (4) показує, що збільшення відношення M_{fk} / M_k , з одного боку, підвищує $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$, а з іншого – зменшує η_{fk}^{MIT} . Очевидно, що існує деяке значення відношення $\left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)_{opt}$, при якому забезпечується отримання оптимального значення f_k^{MIT} . Крім того, потрібен розгляд питання забезпечення максимального значення ККД колісного рушія автомобіля.

Мета та постановка задачі

Метою роботи є підвищення точності оцінки показників енергоефективності автомобіля

шляхом отримання математичної моделі коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- оптимізувати відому математичну модель ККД ведучого колеса автомобіля;
- отримати математичну модель коефіцієнта втрат ведучого колеса автомобіля;
- отримати математичну модель ККД колісного рушія автомобіля.

Оптимізація математичної моделі ККД ведучого колеса автомобіля

Для визначення екстремума функції $\eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)$ (див залежність (4)) визначаємо

похідну останньої по відношенню $\frac{M_{fk}}{M_k}$ та

привіряємо її до нуля:

$$\frac{\partial \eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)}{\partial \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)} = 2 \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right) = 0. \quad (7)$$

З рівняння (7) знаходимо:

$$\left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)_{opt} = 1 - 0,5 \frac{C_{\text{кут}}}{M_k}. \quad (8)$$

Друга похідна функції $\eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)$ по

$\frac{M_{fk}}{M_k}$:

$$\frac{\partial^2 \eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)}{\partial \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)^2} = -2 \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} < 0, \quad (9)$$

що свідчить про отримання η_{kmax}^{MIT} .

Після підстановки виразу (8) в рівняння (4) отримаємо:

$$\eta_{kmax}^{\text{MIT}} = 0,25 \frac{C_{\text{кут}}}{M_k}. \quad (10)$$

В роботі [9] відношення $\frac{M_k}{C_{\text{крут}}}$ визначено як кут статистичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$. Величина вказаного кута для шин легкових автомобілів знаходиться в межах $\varphi_{\text{стат}}=0,0325-0,0356$ рад; для шин вантажних автомобілів $\varphi_{\text{стат}}=0,0515-0,0709$ рад. Виражаючи $\frac{M_k}{C_{\text{крут}}}$ через кут статистичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$, перетворимо (10) до вигляду:

$$\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}} = 0,25 / \varphi_{\text{стат}} \quad (11)$$

Аналіз виразу (11) показує, що реальні значення $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}} \leq 1$ можуть бути отримані при $\varphi_{\text{стат}} > 0,25$ рад, що неможливо. Таким чином, екстремальні значення $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}}$ знаходяться за межами реальних значень $\varphi_{\text{стат}}$.

На рис. 1 представлені графіки залежності для шин легкових (крива 1) та шин вантажних (крива 2) автомобілів.

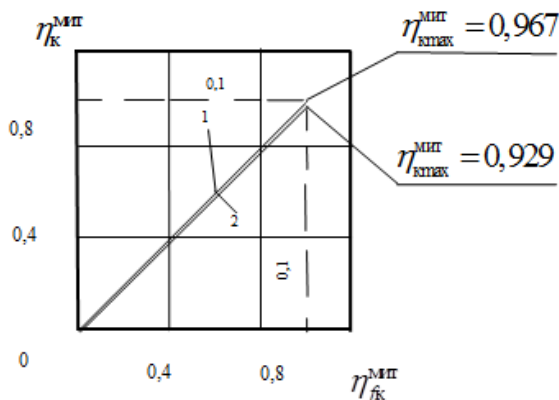


Рис. 1. Графіки залежності для шин: $\eta_k^{\text{MIT}}(\eta_{fk}^{\text{MIT}})$: 1 – $\varphi_{\text{стат}}=0,0325$ рад; 2 – $\varphi_{\text{стат}}=0,0709$ рад

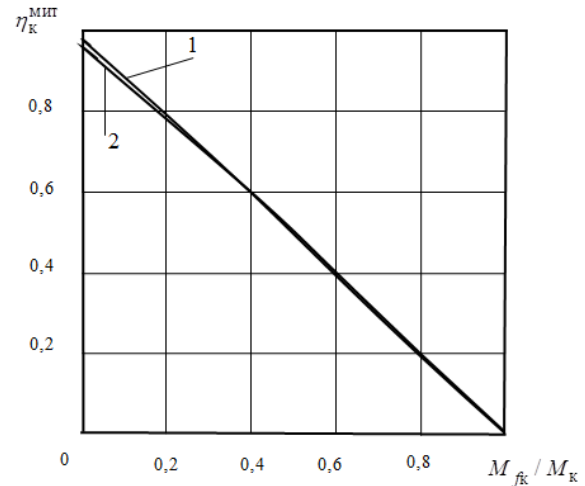


Рис. 2. Залежність $\eta_k^{\text{MIT}}(M_{fk}/M_k)$: 1 – при $\varphi_{\text{стат}}=0,0325$ рад; 2 – при $\varphi_{\text{стат}}=0,0709$ рад

Аналіз кривих, що наведено на рис. 1, показує, що зі зростанням η_{fk}^{MIT} також зростає η_k^{MIT} , що природно. Максимальне значення $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}}$ досягається при $\eta_{fk}^{\text{MIT}}=1$ та складає: $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}}=0,967$ – для шин легкових автомобілів; $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{MIT}}=0,929$ – для шин вантажних автомобілів.

На рис. 2 представлені графіки залежності миттєвого ККД колеса η_k^{MIT} від відношення $\frac{M_{fk}}{M_k}$. З графіків, представлених на рис. 2,

видно, що з ростом відношення $\frac{M_{fk}}{M_k}$ миттєвий ККД колеса зменшується та при $\frac{M_{fk}}{M_k}=1$

вказаний ККД дорівнює нулю. Це приводить до висновку, що зі збільшенням M_k ККД колеса збільшується. Найбільше значення η_k^{MIT} досягається при максимальному крутному моменті, відповідному реалізації граничної сили за зчепленням в контактні колеса з дорогою [16-18]:

$$M_k = M_{\text{кмакс}} = \varphi_x \cdot R_{\text{зк}} \cdot r_d, \quad (12)$$

де φ_x – повздовжній коефіцієнт щеплення з дорогою.

Рівняння (4) з урахуванням відношень (4) та (12) прийме вигляд для випадку реалізації граничної сили по щепленню в контактні ко-

леса з дорогою:

$$\eta_k^{mit} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \varphi_{stat} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (13)$$

В таблиці 1 наведені дані по коефіцієнтам φ_x та f різних типів шляху та визначено величини коефіцієнтом корисної дії η_{fk}^{mit} , $\eta_{пружк}^{mit}$ та η_k^{mit} для ведучих коліс.

Менше значення відповідає шинам легкових автомобілів, а більше – шинам вантажних автомобілів.

Таким чином, можна зробити висновок, що при русі автомобіля з реалізацією максимально можливого по щепленню з дорогою крутного моменту забезпечується максимальним ККД ведучих коліс.

Таблиця 1. Визначення ККД ведучих коліс автомобіля при русі по різних типах шляху з реалізацією максимального крутного моменту

Тип шляху	f	φ_x	η_{fk}^{mit}	(* $\eta_{пружк}^{mit}$	(* η_{fk}^{mit}
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,975	0,936- -0,976	0,913- -0,952
Гравійно-щебенева бруківка	0,025	0,57	0,956	0,952- -0,982	0,910- -0,939
Бруківка	0,030	0,45	0,933	0,968- -0,988	0,903- -0,922
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	0,933	0,969- -0,988	0,903- -0,922
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,762	0,939- -0,977	0,715- -0,744
Пісок	0,200	0,70	0,714	0,929- -0,979	0,673- -0,699
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	0,891	0,929- -0,973	0,828- -0,867

Досліджуємо зміну ККД колісного рушія автомобіля при використанні здвоєних ведучих коліс, а також у випадку встановлення двох ведучих мостів замість одного. Розглянемо на прикладі шин вантажних автомобілів, приймаючи для одиночної шини $\varphi_{stat} = 0,08$ рад.

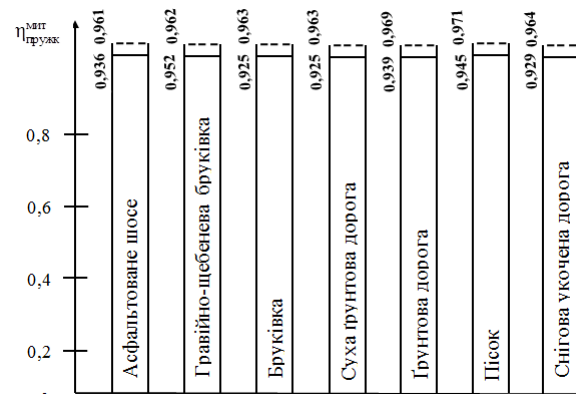
При встановленні здвоєних коліс в два рази зростає кутова жорсткість (можна в першому наближенні прийняти і таке допущення). У такому разі кут статистичної закрутки зменшується в 2 рази та рівняння (13) приймає наступний вид:

$$\eta_k^{mit} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \frac{\varphi_{stat}}{2} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (14)$$

Аналіз рівняння (14) показує, що, в порівнянні з одинарним колесом, встановлення здвоєних коліс призводить до збільшення коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

При установці двох ведучих мостів замість одного відбувається зменшення крутного моменту на колесах в два рази. При цьому кутова жорсткість пневматичної шини залишається колишньою. Це означає, що також, у випадку здвоєних коліс, кут φ_{stat} статистичної закрутки колеса зменшується в два рази. Ріст ККД колісного рушія в цьому випадку також можна розрахувати за формулою (14). На рис.3 наведені діаграми розрахункових значень величин $\eta_{пружк}^{mit}$ та η_k^{mit} для шин вантажних автомобілів при русі по різних типах шляху. Аналіз вказаних діаграм свідчить про збільшення ККД колісного рушія при установці здвоєних коліс замість одинарних чи двох ведучих мостів замість одного.

Можна зробити загальний висновок, який полягає в тому в тому, що зі збільшенням граничного по зчепленню крутного моменту колеса збільшується ККД колеса.



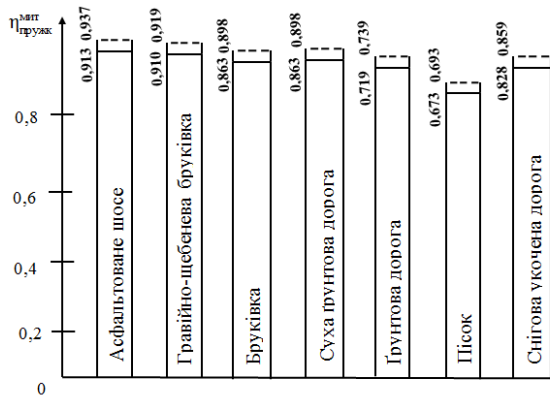


Рис. 3. Діаграми ККД шин вантажних автомобілів на різних типах шляху; а – $\eta_{пруж}^{MIT}$; б – $\eta_{к}^{MIT}$; - при одинарних колесах; --- при здвоєних колесах та при встановленні двох ведучих мостів.

Математична модель коефіцієнта веденого колеса автомобіля

В роботі [9] визначено коефіцієнт корисної дії ведучого колеса (див. залежність (4)). Однак для ведених коліс вказаний показник не отриманий. Для веденого колеса потрібно визначити коефіцієнт втрат. Для рішення поставленої, задачі також, використовуємо метод оберненого руху. На рис. 4 наведена схема для визначення величини похідної вектору дотичної реакції дороги R_x за допомогою метода оберненого руху.

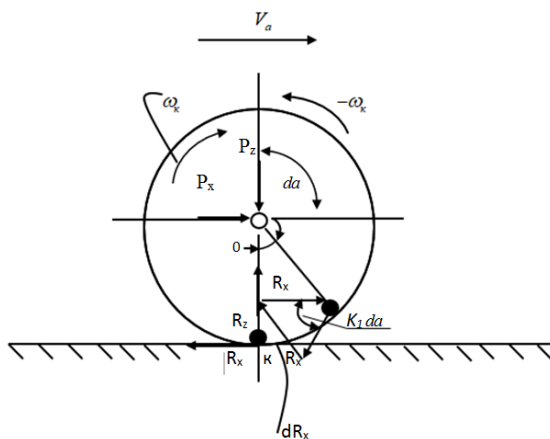


Рис. 4. Використання метода оберненого руху для визначення $R_x = d R_x dt$

Кут закрутки колеса під дією пари сил P_x та R_x :

$$\phi = \frac{R_x \cdot r_d}{C_{кут}} \quad (15)$$

Швидкість кутової деформації шини під

дією пари сил P_x та R_x :

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} \dot{R}_x \quad (16)$$

З рис. 4 видно, що:

$$dR_x = R_x d\alpha \quad (17)$$

Розділивши ліву та праву частини (17) на dt , отримаємо:

$$\dot{R}_x = \frac{dR_x}{dt} = R_x \frac{d\alpha}{dt} = R_x \omega_k \quad (18)$$

Після підстановки (18) у (16) отримаємо:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} R_x \omega_k \quad (19)$$

У веденого колеса:

$$R_x = fR_z \quad (20)$$

Рівняння (19) з урахуванням відношення (20) прийме наступний вигляд:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \omega_k \quad (21)$$

Для веденого колеса існує співвідношення:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \omega_k \quad (22)$$

де, V_a – лінійна швидкість автомобіля; дорівнює лінійній швидкості осі колеса.

Після підстановки (21) в (22) отримаємо:

$$V_a = \omega_k \left(1 + \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \right) = \omega_k r_k \quad (23)$$

Звідки визначимо:

$$r_k = r_d \left(1 + \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \right) \quad (24)$$

Беручи до уваги, те що:

$$\frac{fR_z r_d}{C_{\text{кут}}} = \varphi_{\text{стат}}, \quad (25)$$

перетворимо рівняння (24) до вигляду:

$$r_k = r_d (1 + \varphi_{\text{стат}}). \quad (26)$$

З рівняння (26) видно, що для веденого колеса $r_k < r_d$. Для ведучого колеса - $r_k < r_d$. Це означає, що при установці на один автомобіль кутова швидкість обертання ведених коліс менша, чім кутова швидкість обертання ведучих. З рівняння (23) знаходимо для веденого колеса:

$$\omega_k \frac{V_a}{r_d \left(1 + \frac{r_d f}{C_{\text{кут}}} R_z\right)} = \frac{V_a}{r_d (1 + \varphi_{\text{стат}})}. \quad (27)$$

Відносне прослизання в контактї веденого колеса з дорогою:

$$S = \frac{V_a - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{(\omega_k + \dot{\varphi}) r_d - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{\dot{\varphi} r_d}{V_a}. \quad (28)$$

Після підстановки (21) в (28) отримаємо з урахуванням (25):

$$S = \frac{\varphi_{\text{стат}} \omega_k r_d}{V_a}. \quad (29)$$

Потужність, яка витрачається на рух веденого колеса, може бути визначена як:

$$N_{\text{вит}} = fR_z V_a + M_k \dot{\varphi}, \quad (30)$$

де M_k – крутний момент на веденому колесі, створюваний дотичною реакцій дороги:

$$M_k = R_z f r_d. \quad (31)$$

Коефіцієнт втрат веденого колеса може бути визначено з урахуванням (31) по наступній формулі:

$$\zeta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{N_{\text{вит}}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e} = \frac{R_z f r_d \left(\frac{V_a}{r_d} + \dot{\varphi} \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}, \quad (32)$$

де N_e – потужність двигуна; $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ – ККД трансмісії (миттєва).

Після підстановки вираз (21) в (32) отримаємо:

$$\zeta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{R_z f r_d \left(\frac{V_a}{r_d} + f R_z \omega_k \frac{r_d}{C_{\text{кут}}} \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (33)$$

Таким чином, нами отримана математична модель коефіцієнта втрат на рух веденого колеса автомобіля.

Математична модель ККД колісного рушія автомобіля

При проведенні дослідження всі параметри, які відносяться до ведених коліс будуть мати індекс „1“, а до ведучих – „2“. Припустимо, що на ведучих та ведених колесах встановлені однакові шини з параметрами $C_{\text{крут}}$ та r_d . У цьому випадку вираз (32) прийме вигляд:

$$\zeta_{\text{к1}}^{\text{мит}} = \frac{R_{z1} f r_d \left(\frac{V_a}{r_d} + \dot{\varphi}_1 \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (34)$$

Лінійна швидкість автомобіля V_a може бути визначена через кутову швидкість ω_{k2} та швидкість кутової деформації $\dot{\varphi}_2$ ведучих коліс:

$$V_a = \left(\omega_{k2} - \dot{\varphi}_2 \right) r_d. \quad (35)$$

З іншого боку, швидкість V_a можна виразити через кутову швидкість ω_{k1} ведених коліс та, відповідно, кутову швидкість деформації $\dot{\varphi}_1$ шин ведених коліс:

$$V_a = \left(\omega_{k1} + \dot{\varphi}_1 \right) r_d. \quad (36)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (35) та (36), визначимо ω_{k1} :

$$\omega_{k1} = \omega_{k2} - (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2). \quad (37)$$

Швидкість кутової деформації ведучого колеса визначена в роботі [9]

$$\dot{\phi}_2 = \frac{M_{k2}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{k2}} \right) \omega_{k2}. \quad (38)$$

Підставляючи вираз (21) та (38) у відношення (37), отримаємо після перетворень

$$\omega_{k1} = \omega_{k2} \frac{1 - \frac{M_{k2}}{C_{кут}} \left(\frac{1 - R_{z2} f r_d}{M_{k2}} \right)}{1 + \frac{f R_{z1} r_d}{C_{кут}}}. \quad (39)$$

Вираз (34) з урахуванням відношень (35) та (39) після перетворень прийме вигляд:

$$\zeta_{k1}^{мит} = \frac{R_{z1} f r_d \omega_{k2}}{\eta_{тр}^{мит} N_e} \left[1 - \frac{M_{k2}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{k2}} \right) \right] \times \times (1 + 1 / (1 + \frac{C_{кут}}{f R_{z1} r_d})). \quad (40)$$

Коефіцієнт корисної дії колісного рушія може бути визначений по наступній залежності:

$$\eta_{руш}^{мит} = n_2 \eta_{k2}^{мит} - n_1 \zeta_{k1}^{мит}, \quad (41)$$

де n_1 ; n_2 – число ведених та ведучих коліс, відповідно.

Після підстановки виразів (4) та (40) у відношення (41) і перетворення, знаходимо:

$$\eta_{руш}^{мит} = \left[1 - \frac{M_{k2}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{k2}} \right) \right] \times \times \left[n_2 \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{k2}} \right) - n_1 \frac{R_{z1} f r_d \omega_{k2}}{\eta_{тр}^{мит} N_e} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{кут}}{f R_{z1} r_d}} \right) \right]. \quad (42)$$

З виразу (42) видно, що зі збільшенням числа ведучих коліс n_2 та зі зменшенням числа ведених коліс n_1 коефіцієнт корисної дії

$\eta_{руш}^{мит}$ колісного рушія зростає.

В результаті проведеного дослідження нами отримана математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. Дослідження запропонованої математичної моделі дозволить в подальшому здійснювати вибір раціональних параметрів шасі та уточнити розрахунок показників енергоефективності автомобілів. Ведуче колесо має більший ККД ніж ведене, що спричиняє підвищення ККД колісного рушія.

Висновки

Результати проведеного дослідження дозволили визначити, що зі збільшенням граничного по щепленню крутного моменту на ведучому колесі відбувається збільшення ККД останнього.

Отримана уточнена математична модель миттєвого коефіцієнта витрат потужності на рух веденого колеса дозволяє збільшити точність оцінки показників енергоефективності автомобілів.

Отриманий аналітичний вираз оцінки миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія дозволяє в подальшому здійснювати раціональне проектування автомобілів за критерієм енергоефективності. Аналіз отриманого виразу показав, що зі зростанням числа ведучих коліс ККД колісного рушія збільшується.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Горелов В.А., & Чудаков О.И. (2017) Анализ конструктивных схем привода колес прицепных звеньев активных автопоездов. *Известие МГТУ «МАМИ»*, (1), 16-24. Gorelov V., & Chudakov O. (2016). Analiz konstruktivnyih shem privoda koles pritsepnyih zvenev aktivnyih avtopoezdov. [Analysis of constructive schemes of wheel drive of trailer links of active road trains]. *Izvestie MGTU «MAMI»*, (1), 16-24. [In Russian].
2. Шухман С.Б., Соловьев В.И., & Прочко Е.И. (2007). *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Агробизнесцентр. Shuhman S.B., Solovov V.I., & Prochko E.I. (2007). *Teoriya silovogo privoda koles avtomobiley vyisokoy*

- prohodimosti.[Theory of the power drive of the wheels of off-road vehicles].Agrobiznestsentr. [In Russian].
3. Можасєв, О.О. (2019) Мінімізація втрат потужності тягово-транспортних засобів при русі по опорній поверхні, яка деформується. *Східноєвропейський журнал передових технологій*, (97), 69–74. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.156721>.
Mozhaev, O.O. (2019). Minimizatsiia vtrat potuzhnosti tiahovo-transportnykh zasobiv pry rusi po opornii poverkhni, yaka deformuietsia. [Minimization of power losses of traction vehicles when moving on the deformation bearing surface]. *Skhidnoievropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohii*, (97), 69–74. [In Ukrainian]
 4. Гуськов, В.В. (2018). *Динамическая характеристика многоцелевых колесных машин при движении по грунтовым поверхностям*. БНТУ. Guskov, V.V. (2018). *Dinamicheskaya harakteristika mnogotselevyih kolesnyih mashin pri dvizhenii po gruntovyim poverhnostyam*. [Dynamic characteristics of multy-purpose wheeled machines during driving on ground surfase]. BNTU. [In Russian].
 5. Кутьков, Г.М. (2016). *Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства*. ИНФРА-М. Kutkov, G.M. (2016). *Traktory i avtomobili: teoriya i tehnologicheskie svoystva*. [Tractors and cars: theory and technological properties].INFRA-M.
 6. Абдулгасис, У. А., Клец, Д. М., & Подригалo, М.А. (2010). *Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля*. ДИАЙПИ. Abdulgazis, U., Klets, D., Podrihalo, M. (2010). *Dinamika kolesa i ustoychivost dvizheniya avtomobilya*. [Wheel dynamics and vehicle stability]. DIAUPI. [In Russian].
 7. Лебедев, А.Т., Артемов, Н.Т., Подригалo, М.А., & Кот, А.В. (2012). Радиус качения и оценка взаимодействия колеса автомобильной машины с дорогой. *Технічні науки*, 124 (2), 43-48. Lebedev, A., Artemov, N., Podrigalo, M.A., & Kot, A. (2012). Radius kacheniya i otsenka vzaimodeystviya kolesa avtomobilnoy mashinyi s dorogoy. [Rolling radius and assessment of the interaction of a car wheel with the road]. *Tekhnichni nauky: Visnyk HNADU*, 124 (2), 43-48. [In Russian].
 8. Lihle, I., Dove, A., Mohlalakoma, T., & Otis, T. (2017). *Heaviside based optimal control for ride comfort and actuation energy optimisation in half-car suspension systems*. *Modern mechanics*, (2).259-264.
 9. Абдулгасис, А.У., Абрамов, Д.В., Артьомов, М.П., Подригалo, М.А., & Полянський, О.С. (2019). *Динамика колеса автомобиля*. ХНАДУ. Abdulhazis, A., V. Abramov, D., Artomov, M., Podryhalo, M., Polianskyi O. (2019). *Dynamika kolesa avtomobilia*. [Vehicle wheel dynamics]. HNADU. [In Ukrainian].
 10. Подригалo, М.А. (2007). Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» (В порядке обсуждения). *Автомобильная промышленность*, (1), 25-26. Podryhalo, M. (2007). *Kachenie avtomobilnogo kolesa i opredelenie ponyatiya «tyagovaya sila» (V poryadke obsuzhdeniya)*. [Rolling of an automobile wheel and the definition of the concept of "tractive force" (By discussion)]. *Avtomobilnaya promyishlenost*, (1), 25-26. [In Russian].
 11. Евсеев, П.П. (2006). Эффективный КПД двигателя автомобиля. *Автомобильная промышленность*, (4), 12-14. Evseev, P. (2006). *Effektivnyiy KPD dvizhitelya avtomobilya*. [Efficiency of the vehicle propulsion]. *Avtomobilnaya promyishlenost*, (4), 12-14. [In Russian].
 12. Kaidalov, R., Omelchenko, V. Podryhalo, M. (2021). Analisis of existing constructions of road trains with active trailers. *Advances in mechanical engineering and transport*, 2 (17), 11-16.
 13. Пожидаев, С.П. (2014). К вопросу о радиусах эластичного колеса. *Автомобильный транспорт*, (4), 6-8. Pozhidaev, S. (2014). *K voprosu o radiusah elastichnogo kolesa*. [To the question of the radius of the elastic wheel].*Avtomobilnyi transport*, (4), 6-8. [In Russian].
 14. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*, (104),197-202.
 15. Петрушов, В.А. (2008). Автомобили и автопоезда:Новые технологии исследования сопротивления качению и воздуха.ТОРУС ПРЕСС. Petrushov, V., (2008). *Avtomobili i avtopoezda: Novyie tehnologii issledovaniya soprotivleniya kacheniyu i vozduha*. [Automobiles and road trains: New

- technologies for the study of rolling resistance and air]. TORUS PRESS. [In Russian].
16. Volvo Mean Green. (2015) *The best-seeing hybrid vintage car in the world*, (86), 12-14. Taken from <http://interest.com/volvo-mean-green-the-fastest-automobile>.
 17. Travesset-Baro, O. (2016). Transport energy demand in Andorra. Assessing private car futures through sensitivity and scenario analysis. *Energy Policy*, (96), 78-92.
 18. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*. (104), 197-202.

Подригало Михайло Абович¹, д.т.н., проф. зав. каф. технології машинобудування та ремонту машин, pmikhab@gmail.com, тел. +38 050-301-16-58, ORCID: 0000-0002-1624-5219

Кайдалов Руслан Олегович², д.т.н., проф., полковник, нач. каф. кафедри оперативного та логістичного забезпечення, тел. 38 067-682-3984-77, kaidalov.76@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5131-6246

Омельченко Василь Іванович², підполковник, нач. відділу міжнародних зв'язків, інформації та комунікації НГУ, тел. +380506582323, omel85@ukr.net, ORCID: 0000-0001-6713-7026

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

²Національна академія Національної гвардії України, 61001, Україна, м. Харків, майдан Захисників України, 3.

Efficiency estimation of wheel automobile propulsion unit

Annotation. Problem. Energy efficiency of an automobile is a characteristic of rational use of engine power and consumption of energy sources. The rational use of engine power is the implementation of the maximum dynamics of an automobile at the lowest energy consumption (power). To date, the problem of estimating the efficiency of the automobile wheel propulsion unit is one of the most relevant in modern engineering. Therefore, there is an urgent need to optimize the ability to assess the energy efficiency of automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit for further rational design of automobiles according to energy efficiency criteria. **Goal.** The aim of the work is to increase the ability to assess the energy efficiency of the

automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit. **Methodology.** Analytical, mathematical and research methods were used to develop a model for estimating the efficiency of the automobile wheel propulsion unit. **Results.** The results of the study allowed to determine that with an increase in the maximum torque on the clutch, there is an increase in the efficiency of the latter. The obtained mathematical model of the instantaneous power consumption factor for the movement of the driven wheel allows to increase the accuracy of estimating the energy efficiency of cars. The obtained analytical expression of the estimation of the instantaneous power consumption factor of the wheel propulsion unit allows to carry out rational design of automobiles on the criterion of energy efficiency in the future. Analysis of the obtained expression showed that with increasing number of drive wheels, the efficiency of the wheel propulsion unit also increases. **Originality.** The originality is in obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit of automobile, which will further help to select the rational parameters of the chassis and refine the calculation of energy efficiency of automobiles. **Practical value.** The practical value of the study is to provide practical recommendations for improving the ability to assess the energy efficiency of the automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency factor of the wheel propulsion unit.

Key words: automobile; wheel propulsion unit; energy efficiency; torque, efficiency factor.

Mykhailo Podryhalo¹, Doctor of Technical Sciences, Prof., Head of the Department of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology, tel. +38 050-301-16-58 pmikhab@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1624-5219

Ruslan Kaidalov², Doctor of Technical Sciences, Prof., Colonel, Head of the Department of Operational and Logistical Support, tel. 38 067-682-3984-77, kaidalov.76@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5131-6246

Vasyl Omelchenko², Lieutenant Colonel, Head of the Department of International Relations, Information and Communication of the National Academy of the National Guard of Ukraine, tel. 3800506582323, omel85@ukr.net, ORCID: 0000-0001-6713-7026

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

²National Academy of the National Guard of Ukraine, 3, Zakhysnykiv Ukrainy, sq., Kharkiv, 61001. Ukraine.