

УДК 629.113



І. К. Шаша

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ В ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ

*Пропонується метод визначення втрат у трансмісії автомобілів на основі енергетичного підходу з урахуванням умов експлуатації автобронетанкової техніки НГУ. Основою методу є математична модель витрати пального як основного джерела енергії, що враховує різноманіття умов експлуатації і впливає з теорії автомобіля. Важливою перевагою методу є можливість отримання рівняння балансу потужності двигуна та визначення коефіцієнта корисної дії трансмісії як системи з розподіленими параметрами.*

*К л ю ч о в і с л о в а:* трансмісія, пальне, енергія, метод, навантаження, умови експлуатації, модель, тертя, крутний момент.

**Постановка проблеми.** У найбільш загальному випадку трансмісію можна розглядати як механічну систему, що складається з сукупності жорстких ланок, положення і швидкість яких визначаються законом руху колінчастого вала двигуна. Однак такий розгляд дає лише обмежене уявлення про динамічні властивості трансмісії. Для визначення дійсних навантажень в її елементах і ступеня нерівномірності їх руху, а також відшукування законів даного руху необхідно враховувати їх пружність та вплив цих процесів на витрату пального [1].

У найбільш загальному випадку трансмісійну установку відносять до так званих ланцюгових систем. Вона характеризується таким з'єднанням ланок, за якого взаємодія між ними і дія збурюючих сил (моментів) відбуваються в напрямку їх переміщення.

У теоретичних дослідженнях і розрахунках коливань трансмісії розрахункова схема останньої схематизується і спрощується з відкиданням елементів, вплив яких на розглянуту коливальну систему достатньо малий. Спрощуючи динамічні системи, розосереджені маси замінюють зосередженими, еластичні вали – торсійними пружинами, які умовно не мають власної маси, непружні опори замінюють муфтами тощо.

Реальна трансмісійна установка містить в собі велику кількість махових мас, які з'єднані між собою валами, муфтами та іншими пружними елементами, що мають різну кутову жорсткість. Такі складальні одиниці формують складні крутильні коливальні системи з розосередженими параметрами.

Навантаження, що діють на трансмісію автомобіля, зумовлені впливами зовнішнього середовища (макро- і мікропрофілем опорної поверхні, фізико-механічними властивостями ґрунту тощо) і коливаннями самого автомобіля та мають випадковий характер.

Аналіз тягового опору, проведений статистичним методом, показав, що закон його розподілу близький до нормального, а коефіцієнт варіації змінюється в межах від 0,10 до 0,40 [2].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Під час експлуатації автомобіля відбуваються безперервні коливання зовнішнього навантаження. Вони позначаються на показниках двигуна та трансмісії. Зокрема знижується потужність, оскільки погіршуються умови перебігу теплового процесу двигуна і виявляються серйозні порушення в роботі регулюючої системи [3].

Однак коливання навантаження не завжди призводять до погіршення ефективних показників двигуна. Так, при зміні обертів колінчастого вала дизельного двигуна з різною частотою і амплітудою на лінійній ділянці регуляторної характеристики зниження потужності або змін інших ефективних показників не виявлено, а на нелінійній ділянці характеристики таке зниження потужності обумовлене формою кривої годинної витрати пального.

Також стверджується, що основною причиною зниження експлуатаційних показників двигуна в умовах несталого навантаження є несприятливі зміни регуляторної характеристики та зниження коефіцієнта корисної дії трансмісії [4].

Тягово-динамічними випробуваннями встановлено, що середнє значення номінального моменту дизельного двигуна зміщується в бік зниженого швидкісного режиму.

При цьому зі зниженням передавального числа трансмісії знижуються величини максимальної циклової подачі пального і максимального крутного моменту дизельного двигуна [5].

**Метою статті** є розроблення методу визначення втрат у трансмісії автомобіля на основі енергетичного підходу з урахуванням умов експлуатації автобронетанкової техніки НГУ.

**Виклад основного матеріалу.** В основі математичної моделі витрати пального як основного джерела енергії має бути достатньо точне рівняння, що враховує різноманіття умов експлуатації автомобілів і впливає з теорії автомобіля, а також алгоритм його розв'язування, що дозволяє виконувати імітаційне моделювання [6].

У загальному вигляді витрата пального на маршруті довжиною  $l$  за час  $t$  визначається залежністю

$$Q = \int_0^t Q_{\text{ч}} dt, \quad (1)$$

де  $Q_{\text{ч}}$  – годинна витрата пального, кг/год.

Таку витрату пального в кг/год можна виразити через середній індикаторний тиск  $P_i$  та індикаторний ККД  $\eta_i$  двигуна:

$$Q_{\text{ч}} = \frac{0,0795 \cdot V_h \cdot i_k \cdot i_o \cdot (P_n + P_e) \cdot l}{\eta_i \cdot H_n \cdot r_k \cdot t}, \quad (2)$$

де  $V_h$  – повний об'єм циліндрів двигуна, л;  $P_n$  – середній тиск механічних втрат у двигуні, КПа;  $P_e$  – середній ефективний тиск у двигуні, КПа;  $\eta_i$  – індикаторний ККД двигуна;  $H_n$  – нижня теплота згоряння пального, кДж/кг;  $l$  – загальний пробіг автомобіля, км;  $t$  – час руху автомобіля, год;  $i_k$  – середньозважена величина передавального числа коробки передач;  $i_o$  – передавальне число головної передачі;  $r_k$  – радіус кочення колеса, м.

Механічні втрати в двигуні можна виразити через величину ходу поршня і частоту обертання колінчастого вала за формулою

$$P_n = a + 0,033 \cdot b \cdot S_n \cdot n, \quad (3)$$

де  $a$  та  $b$  – постійні для даного двигуна коефіцієнти;  $S_n$  – хід поршня, м;  $n$  – частота обертання колінчастого вала,  $\text{хв}^{-1}$ .

Середній ефективний тиск  $P_e$  визначається зусиллям, що втрачається в трансмісії  $P_{\text{тр}}$ , і зусиллям, підведеним до коліс автомобіля  $P_k$  [5].

Розглянемо методику визначення втрат у трансмісії автомобіля  $P_{\text{тр}}$ .

Втрати енергії в трансмісії оцінюються ККД трансмісії, який визначається за формулою

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{P_k}{P_e} = 1 - \frac{P_{\text{тр}}}{P_e} = 1 - \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{тр}} + P_k}, \quad (4)$$

де  $P_k$  – сила на ведучих колесах, Н;  $P_e$  – сила, підведена до заднього мосту, Н;  $P_{тр}$  – сила, що втрачається в трансмісії, Н.

З формули (4) видно, що при  $P_k = 0$  (наприклад, при русі автомобіля на спуску)  $\eta_{тр} = 0$ . При  $P_{тр} = 0$   $\eta_{тр} = 1,0$ . Якщо  $P_{тр} = P_k$ ,  $\eta_{тр}$  знижується до 0,5. У реальних умовах експлуатації вантажних автомобілів  $\eta_{тр}$  може змінюватися в діапазоні від 0,5 до 0,9. У випадках великих навантажень, коли  $P_k \gg P_{тр}$ ,  $\eta_{тр} = 0,92$  для легкових і  $\eta_{тр} = 0,86$  для вантажних автомобілів (рис. 1).

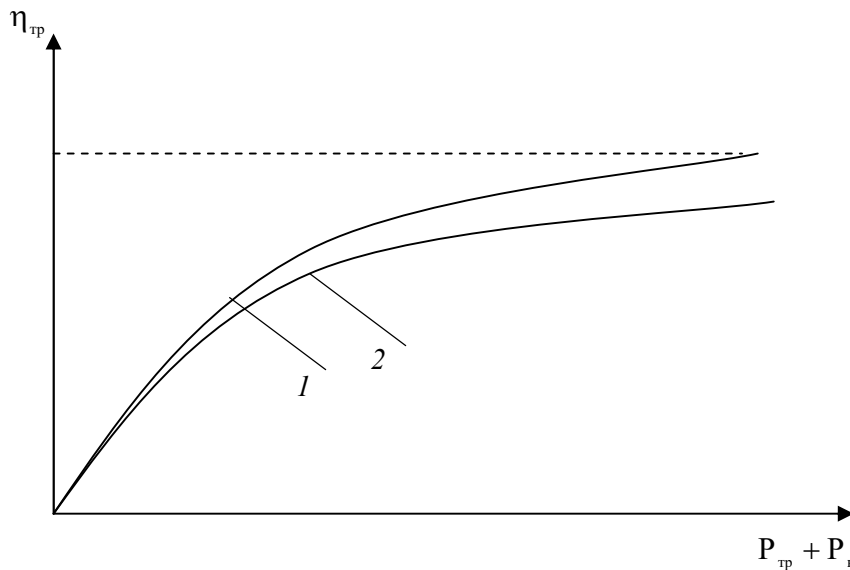


Рис. 1. Зміна ККД трансмісії залежно від переданого зусилля:  
1 – легкові автомобілі; 2 – вантажні автомобілі

З цієї причини вважати  $\eta_{тр} = \text{const}$ , як це прийнято у розрахунках витрати пального, не можна.

Загальний момент опору трансмісії  $M_{тр}$ , підведений до ведучих коліс, подається у вигляді двох складових: моменту  $M_{т.ш}$ , спричиненого втратами на тертя у вузлах, що передають навантаження (шестернях коробки передач, роздавальної коробки, редукторах ведучих мостів, карданних передачах), і моменту  $M_{х.х}$ , що враховує витрати енергії на розбризкування масла в агрегатах (гідравлічні втрати). Момент  $M_{х.х}$  характеризує опір трансмісії при роботі без навантаження на холостому ході, при русі накатом, коли тертя у вузлах мізерно мале. Дослідженнями встановлено, що момент  $M_{т.ш}$  практично не залежить від швидкості обертання деталей і збільшується зі збільшенням переданого крутного моменту. Момент  $M_{х.х}$ , навпаки, збільшується зі збільшенням швидкості і не залежить від переданого моменту. Залежність моменту  $M_{тр}$ , підведеного до ведучих коліс, від моменту, що передається трансмісією, близька до лінійної (рис. 2).

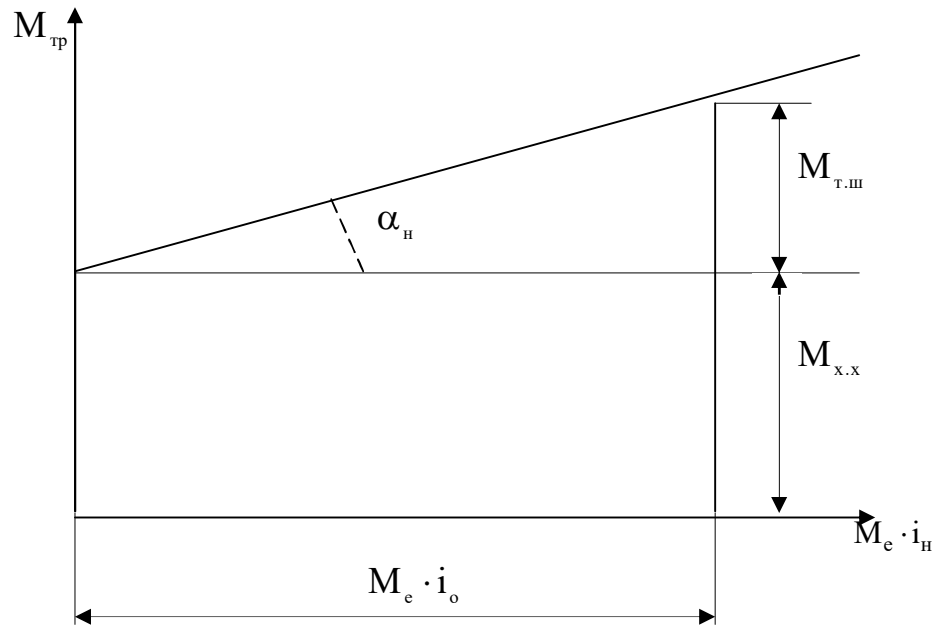


Рис. 2. Момент тертя трансмісії, підведений до ведучих коліс

На підставі цих передумов і згідно з рис. 2 можна записати формулу для визначення моменту, підведеного до ведучих коліс автомобіля:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{х.х}} + M_{\text{т.ш}} = M_{\text{х.х}} + M_e \cdot i_0 \cdot \text{tg}\alpha_n, \quad (5)$$

де  $M_e$  – ефективний крутний момент, Н·м;  $i_0$  – передавальне число трансмісії;  $\alpha_n$  – кут нахилу прямої до осі абсцис.

Чим більше кут  $\alpha_n$ , тим більше втрати на тертя у вузлах трансмісії. Величина кута  $\alpha_n$  залежить від кількості шестерень і хрестовин карданних валів та якості їх виготовлення. Якщо крутний момент передається одними і тими ж деталями, то кут нахилу прямої  $\alpha_n$  буде постійним для даного автомобіля, отже, постійною буде і величина  $\eta_n = 1 - \text{tg}\alpha_n$ , яку називають коефіцієнтом впливу навантаження. Цей коефіцієнт урахує втрати у вузлах трансмісії і зменшується при збільшенні тертя.

Величину  $\eta_n$  рекомендується визначати за формулою [9]

$$\eta_n = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,99^m, \quad (6)$$

де  $k$ ,  $l$ ,  $m$  – відповідно кількість пар циліндричних та конічних шестерень і кількість хрестовин карданних передач, що передають навантаження.

Отже, отримуємо рівняння для визначення крутного моменту, підведеного до ведучих коліс автомобіля:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{х.х}} + M_e \cdot i_0 (1 - \eta_n). \quad (7)$$

Для визначення  $M_{\text{тр}}$  вивішуємо ведучі колеса і, включаючи передачу, відкриваємо дросельну заслінку. Доводимо кількість обертів колінчастого вала до максимальної величини, вимикаємо зчеплення, після чого трансмісія працює вхолосту. Записуючи криву залежності кутової швидкості коліс від часу, можна для кожного проміжку часу  $\Delta t$  визначити зміну кутової швидкості  $\Delta\omega$ . Після чого знаходимо середнє значення моменту втрат у трансмісії за цей же час:

$$M_{x.x} = J_m \frac{\Delta\omega}{\Delta t}, \quad (8)$$

де  $J_m$  – момент інерції всіх обертових частин трансмісії, підведений до ведучих коліс,  $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ .

Розділивши  $M_{x.x}$  на радіус ведучого колеса  $r_k$ , отримуємо значення сили  $P_{x.x}$ , яку необхідно прикласти до ведучих коліс для подолання сили опору трансмісії на холостому ході.

За відсутності експериментальних даних величину  $P_{x.x}$  для автомобіля з колісною формулою 6×6 можна наближено визначити за формулою

$$P_{x.x} = \frac{M_{x.x}}{r_k} = (6 + 0,026 \cdot V_a) \cdot G_a \cdot 10^{-2}, \quad (9)$$

де  $G_a$  – повна вага автомобіля, Н.

Метод визначення втрат у трансмісії цікавий великою кількістю експериментальних даних для різних марок автомобілів.

Сумарні втрати в трансмісії складаються з двох основних складових: втрат холостого ходу  $P_{\text{тр}}^o$  і втрат, спричинених передаванням крутного моменту  $P_{\text{тр}}^M$ .

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр}}^o + P_{\text{тр}}^M.$$

Величину  $P_{\text{тр}}^o$  подамо у вигляді

$$P_{\text{тр}}^o = P_{\text{тp}_o}^o + b \cdot V_a.$$

В остаточному вигляді отримуємо залежність

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тp}_o}^o + b \cdot V_a + P_{\text{тр}}^M, \quad (10)$$

де  $P_{\text{тp}_o}^o$  – сила опору обертанню трансмісії вхолосту на швидкості, близькій до нуля, Н, вона характеризує втрати на тертя між деталями трансмісії при їх взаємному переміщенні, а також опір, який діє на елементи трансмісії при повільному проходженні їх через масляну ванну;  $b$  – коефіцієнт, що характеризує швидкісні гідравлічні втрати в трансмісії;  $P_{\text{тр}}^M$  – сила, яка характеризує втрати в трансмісії від передавання крутного моменту, Н.

Для відшукування найбільш ефективних конструктивних рішень, що забезпечують зменшення кожної зі складових втрат у трансмісії, проводяться експериментальні дослідження. Втрати в трансмісії окремо за агрегатами визначаються за допомогою спеціальних стендів, обладнаних гальмівними і навантажувальними пристроями [4].

Методика експериментальних досліджень така: на ведучому і веденому валах агрегата за допомогою тензометричних датчиків або спеціальних ваг заміряють крутний момент і частоту обертання цих валів. Потім ведений вал від'єднують і визначають моменти, необхідні для обертання агрегатів вхолосту на різних частотах обертання його елементів. Використовуючи чисельні значення знайдених величин, обчислюють втрати веденого і ведучого режимів у даному агрегаті.

Відомий спосіб визначення втрат у агрегатах трансмісії на стендах із замкненим контуром циркуляції. Для проведення дослідів на таких стендах необхідно встановити два однакових агрегати. Перевагою цього методу є те, що для його здійснення потрібні силові установки порівняно малої потужності. Однак для проведення експериментів потрібне більш складне обладнання. Крім того, точність результатів невисока, що пов'язане з труднощами виділення втрат контуру циркуляції. У даному випадку один з агрегатів навантажений позитивним моментом, інший – негативним, у результаті чого в першому агрегаті навантаження передається через робочі поверхні, у другому – через їх зворотні сторони.

На підставі рівняння балансу потужності отримано залежність для визначення ККД трансмісії як системи з розподіленими параметрами:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N_k}{N_e} = 1 - \frac{N_{\text{ст}}}{N_e} - \frac{N_{\text{вт}}}{N_e} - \frac{N_{\text{об}}}{N_e} = \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{кін}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 2, \quad (11)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт;  $N_{\text{ст}}$  – витрати потужності двигуна на подолання сухого тертя, кВт;  $N_{\text{вт}}$  – витрати потужності двигуна на подолання в'язкого тертя, кВт;  $N_{\text{об}}$  – витрати потужності двигуна на розгін обертових мас трансмісії, кВт;  $N_k$  – потужність на ведучих колесах автомобіля, кВт;  $\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}}$  – умовно взята статична складова ККД трансмісії, що враховує втрати потужності на сухе тертя (які не залежать від кутових швидкостей обертових мас);  $\eta_{\text{тр}}^{\text{кін}}$  – умовно взята кінематична складова ККД трансмісії, що враховує витрати потужності на збовтування масла в агрегатах трансмісії (залежить від кутової швидкості обертових мас);  $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$  – умовно взята динамічна складова ККД трансмісії, що враховує втрати потужності на розгін і гальмування обертових мас трансмісії (залежить від кутового прискорення обертових мас).

Максимально можливе значення динамічного ККД трансмісії, що може бути реалізоване при нескінченно великому запасі потужності двигуна,

$$\lim_{K_d \rightarrow \infty} \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = \lim_{K_d \rightarrow \infty} \left[ \frac{1}{\delta_{\text{об}}(1 - 1/K_d) + 1/K_d} \right] = \frac{1}{\delta_{\text{об}}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{дин min}}, \quad (12)$$

де  $K_d$  – коефіцієнт динамічності.

Пропонується визначати ККД трансмісії за витратою енергії на одиницю довжини шляху:

$$\frac{\Delta W_{\text{ш}}}{S_m} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi + k_x \cdot F \cdot V_a^2}{\eta_e \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (13)$$

де  $\Delta W_{\text{ш}}$  – зміна енергії джерела за час руху автомобіля на вимірній ділянці шляху, кДж;  $S_m$  – довжина вимірної ділянки шляху, м;  $m_a$  – маса автомобіля, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;  $\psi$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;  $F$  – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля,  $\text{м}^2$ ;  $k_x$  – коефіцієнт опору повітря,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$ ;  $V_a^2$  – миттєва швидкість автомобіля,  $\text{км/год}$ ;  $\eta_e$  – ефективний ККД двигуна;  $\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії.

Таким чином, існуючі способи визначення втрат у трансмісії відрізняються значною складністю і вимагають трудомістких робіт для підготовки, проведення експериментів і обробки отриманих даних. Отже, застосування простих і достатньо точних методів отримання інформації про втрати в трансмісії вельми актуально.

У процесі обертання по інерції коліс і трансмісії автомобіля з вивішеними ведучими колесами на його півосях виникає крутний момент, величину якого можна обчислити за формулою

$$M_{\text{тр}} = \left[ J_{\text{к.п}} / (J_{\text{к.п}} + J_{\text{тр}}) \right] (P_{\text{тр}0}^0 + b \cdot V_a), \quad (14)$$

де  $P_{\text{тр}0}^0$  та  $b$  – частки втрат від передавання крутного моменту.

Після відповідних перетворень отримуємо

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр}0}^0 + b_1 \cdot V_a + c_1 \cdot P_k = a_1 + b_1 \cdot V_a + c_1 \cdot P_k, \quad (15)$$

де  $a_1$ ,  $b_1$  та  $c_1$  – постійні для кожної марки автомобіля коефіцієнти, що характеризують втрати в трансмісії при передаванні крутного моменту;  $P_k$  – зусилля на колесах, Н.

Для автомобіля КрАЗ-6322 отримані такі значення постійних коефіцієнтів:  $a_1=129$ ;  $b_1=8,4$ ;  $c_1=0,032$  [6].

В остаточному вигляді рівняння для визначення  $P_{тр}$  автомобіля КрАЗ-6322 з урахуванням отриманих значень постійних коефіцієнтів  $a_1$ ,  $b_1$  та  $c_1$  матиме такий вигляд:

$$P_{тр} = 129 + 8,4 \cdot V_a + 0,032 \cdot P_k \quad (16)$$

Зусилля, підведене до коліс автомобіля, визначаємо за формулою

$$P_k = G_a \cdot \psi + 0,077kF \cdot V_a^2 \pm 0,1 \cdot \beta \cdot G_a \cdot \dot{V}_a \quad (17)$$

Середній ефективний тиск можна визначити, прирівнявши потужність двигуна та силовий баланс автомобіля:

$$\frac{V_h \cdot P_e \cdot n}{120} = \frac{(P_{тр} + P_k) \cdot V_a}{3,6 \cdot 10^3} \quad (18)$$

Якщо записати частоту обертання колінчастого вала через швидкість, радіус кочення колеса, середньозважене передавальне число коробки передач і головної передачі, отримаємо формулу визначення середнього ефективного тиску:

$$P_e = \frac{12,56 \cdot r_k (P_{тр} + P_k)}{V_h \cdot i_k \cdot i_o} = 12,56 \cdot r_k \left[ a_1 + b_1 \cdot V_a + (1 + c_1) \left( G_a \psi + 0,077kF \cdot V_a^2 \pm 0,1 \cdot \beta \cdot G_a \cdot \dot{V}_a \right) \cdot V_h \cdot i_o \right] \quad (19)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, який урахує масу деталей автомобіля, що обертаються;  $\dot{V}_a$  – прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

Після відповідних перетворень отримаємо в остаточному вигляді математичну модель витрати пального в л/100 км для усталеного режиму руху:

$$Q = \frac{7,95 \cdot V_h \cdot i_k \cdot i_o}{\eta_i \cdot H_n \cdot \rho \cdot r_k} \left\{ a + \frac{0,087 \cdot b \cdot S_n \cdot i_k \cdot i_o \cdot V_a}{r_k} + 12,56 \frac{r_k}{V_h \cdot i_k \cdot i_o} \left[ a_1 + b_1 \cdot V_a + (1 + c_1) \left( G_a \psi + 0,077kF \cdot V_a^2 \right) \right] \right\} \quad (20)$$

### Висновок

Подальші дослідження мають бути спрямовані на удосконалення математичної моделі витрати пального з урахуванням розрахункових значень ККД трансмісії залежно від умов експлуатації автобронетанкової техніки НГУ.

### Перелік джерел посилання

1. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. Харків : ХНТУСГ, 2016. № 1(5). С. 24–28.
2. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посіб. Київ : КВІЦ, 2004. 174 с.

3. Подригало Н. М. Коэффициент полезного действия трансмиссии транспортно-тяговых машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві.* Харків, 2012. Вип. 122. С. 132–137.

4. Абдулгасис У. А., Абдулгасис А. У., Подригало М. А., Подригало Н. М. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии на конвейере сборки автомобилей. *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки.* Симферополь, 2012. Вип. 36. С. 6–8.

5. Шаша І. К., Нікорчук А. І., Таранов А. Л. Методологія побудови математичної моделі забезпечення палимим автобронетанкової техніки Національної гвардії України (на прикладі автомобіля КраЗ-6322). *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків, 2019. Вип. 1 (33). С. 38–44.

6. Шаша І. К., Стрельбицький М. А. Удосконалення методу нормування витрат пального автобронетанковою технікою Національної гвардії України. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків, 2020. Вип. 1 (35). С. 5–12.

*Стаття надійшла до редакції 25.06.2020 р.*

**УДК 629.113**

**І. К. Шаша**

### **МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

*Предлагается метод определения потерь в трансмиссии автомобилей на основе энергетического подхода с учетом условий эксплуатации автобронетанковой техники НГУ. В основе метода математическая модель расхода топлива как основного источника энергии, которая учитывает разнообразие условий эксплуатации и вытекает из теории автомобиля. Важным преимуществом метода является возможность получения уравнения баланса мощности двигателя и определение коэффициента полезного действия трансмиссии как системы с распределенными параметрами.*

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* трансмиссия, топливо, энергия, метод, нагрузка, условия эксплуатации, модель, трение, крутящий момент.

**UDC 629.113**

**I. Shasha**

### **METHOD FOR DETERMINING ENERGY LOSSES IN THE TRANSMISSION OF VEHICLES**

*Generally the transmission can be considered as a mechanical system formed by a set of rigid links, the position and speed of which are determined by the problem of the law of motion of the engine crankshaft. The transmission of the car consists of a large number of flywheels which are interconnected by shafts, clutches and other elastic elements with different angular stiffness. These assembly units form a rather complex torsional oscillatory system with scattered parameters. Loads acting on the transmission of the car are due to environmental influences (macro- and micro-profile of the bearing surface, physical and mechanical properties of the soil, etc.) and fluctuations of the car itself, and are random.*

*To determine the actual loads in its elements and the degree of non-uniformity of their motion, as well as finding the laws of this motion, it is necessary to take into account their elasticity and the impact of these processes on fuel consumption.*

*The method of determining losses in the transmission of the car on the basis of the energy approach taking into account the operating conditions of armored vehicles of the NGU is proposed. The method should be based on a mathematical model of fuel consumption as the main source of energy, which takes into account the variety of operating conditions and follows from the theory of the car. Mechanical losses in the*



*engine can be expressed through the magnitude of the piston stroke and crankshaft speed. The average effective pressure is determined by the force lost in the transmission and the force applied to the wheels of the car. The total moment of resistance of transmission given to driving wheels is presented in the form of two components: the moment caused by friction losses in knots transferring loadings (gearboxes, a transfer case, reducers of leading axles, cardan transfers), and the moment taking into account expenses energy for oil spraying in units (hydraulic losses). The total transmission losses consist of two main components: idling losses and torque transmission losses. Losses in transmission separately on units are defined by means of the special stands equipped with braking and loading devices.*

*An important advantage of the method is the ability to obtain the equation of engine power balance and determine the efficiency of the transmission as a system with distributed parameters.*

*Further research should be aimed at improving the mathematical model of fuel consumption, taking into account the calculated values of the transmission efficiency depending on the operating conditions of armored vehicles of the NGU.*

*K e y w o r d s: transmission, fuel, energy, method, load, operating conditions, model, friction, torque.*

**Шаша Ігор Костянтинович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.  
<http://orcid.org/0000-0001-7549-3119>