

УДК 629.3.021



О. П. Кондратенко



І. Л. Страшний



С. В. Ворошилов

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН

Розроблено математичну модель буксування зчеплення. Проведено дослідження енергонавантаженості фрикційного зчеплення броньованої колісної машини та визначено ступінь впливу основних конструктивних і експлуатаційних факторів на енергонавантаженість зчеплення.

К л ю ч о в і с л о в а: трансмісія, зчеплення, робота буксування зчеплення, нагрів зчеплення.

Постановка проблеми. На сьогодні підрозділи силових структур України активно комплектуються бойовими колісними машинами з автоматичною трансмісією. Однак все ще достатньо поширеними є колісні машини з механічною трансмісією, до складу якої входить дводискове фрикційне зчеплення з периферійними пружинами [1]. Потенційні бойові можливості й технічні характеристики таких машин можуть після певної модернізації останніх забезпечити їх ефективне застосування в умовах сучасного бою.

Одним з доцільних напрямків модернізації може бути заміна габаритних, з великою кількістю деталей і значним моментом інерції дводискових зчеплень на більш сучасні й технологічні однодискові зчеплення з центральною пружиною. Такий підхід однозначно потребуватиме теоретичних і практичних досліджень режимів роботи зчеплення, особливо тих, що пов'язані з його буксуванням, з метою забезпечення надійності функціонування й довговічності зчеплення. Такі дослідження також можуть бути корисними для аналізу робочих процесів фрикційних зчеплень інших колісних транспортних засобів з метою формування обґрунтованих рекомендацій щодо вибору доцільних режимів роботи трансмісії в заданих умовах експлуатації транспортного засобу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У технічній літературі, в якій розглядаються питання проектування та розрахунку фрикційних зчеплень, зокрема в публікаціях [2, 3], наводяться різні форми розрахункових співвідношень для визначення показників енергонавантаженості зчеплення. В підручнику [4] детально розглянуто робочий процес фрикційного дискового зчеплення, що дозволяє визначити показники тієї частини робочого процесу, що супроводжується буксуванням. Методика дослідження енергонавантаженості фрикційних зчеплень у різних режимах роботи трансмісії колісної машини та у різних умовах експлуатації у вказаній літературі не розглядається.

Метою статті є обґрунтування рекомендацій щодо вибору доцільних режимів роботи трансмісії колісної машини, які забезпечують необхідний рівень енергонавантаженості зчеплення, надійність передавання ним крутного моменту й довговічність експлуатації.

Виклад основного матеріалу. Дослідження виконаємо для колісної машини з дизельним двигуном, повною масою $m_{\text{км}} = 13,6$ т й колісною формулою 8×8 .

Як показники енергонавантаженості зчеплення вибираємо питому роботу буксування зчеплення ΔA_6 і його нагрів за одне включення Δ_T .

У разі рушання колісної машини з місця, а також під час перемикання передач потужність двигуна N_e витрачається на прискорення машини й подолання зовнішніх опорів руху (корисна потужність), а також на тертя в зчепленні (буксування зчеплення): $N_e = N_{\text{кор}} + N_6$.

Робота A_6 і потужність буксування N_6 будуть максимальними під час рушання колісної машини з місця. Визначимо вираз для розрахунку роботи буксування, використовуючи динамічну модель, наведену на рис. 1.

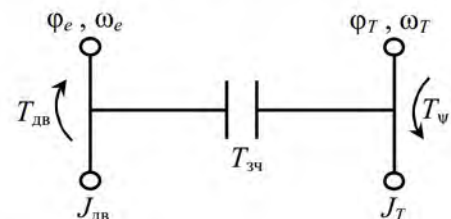


Рис. 1. Динамічна модель для розрахунку роботи буксування зчеплення

На рисунку позначені: $J_{дв}$ – момент інерції маховика і зведених до нього деталей двигуна, що зазнають поступального й обертального руху; J_T – зведений до колінчастого вала двигуна момент інерції поступально рухомих мас колісної машини; $T_{дв}$ – крутний момент двигуна; T_{ψ} – момент опору дороги, зведений до колінчастого вала двигуна; $T_{зч}$ – крутний момент, що реалізується через зчеплення; φ_e, φ_T – кути повороту мас з моментами інерції $J_{дв}$ і J_T відповідно; ω_e, ω_T – кутові швидкості відповідних мас.

Формули для обчислення J_T і T_{ψ} мають такий вигляд:

$$J_T = \frac{m_{км} \cdot r_k^2}{i_{тр}^2}; \quad T_{\psi} = \frac{m_{км} \cdot g \cdot \psi \cdot r_k}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}}, \quad (1)$$

де $m_{км}$ – маса колісної машини, кг; r_k – радіус колеса, м; $i_{тр}$ – передаточне число трансмісії; $\psi = \cos \alpha \cdot f \pm \sin \alpha$ – коефіцієнт опору дороги; α – кут підйому дороги, °; f – коефіцієнт опору коченню колеса; $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії; g – прискорення вільного падіння.

У загальному випадку $T_{дв}$ і $T_{зч}$ є нелінійними функціями часу, які залежать від положення педалі подачі пального, темпу вмикання зчеплення, характеристик двигуна і деяких інших чинників. Відповідно кутові швидкості ω_e і ω_T також будуть нелінійними функціями часу. Тому для спрощення розрахунків введемо припущення: всі крутні моменти, що діють на систему, є постійними, тобто $T_{дв} = \text{const}$, $T_{зч} = \text{const}$, $T_{\psi} = \text{const}$; в початковий момент часу $t = 0$ $\varphi_e = \varphi_m = \omega_T = 0$, $\omega_e = \omega_{дв}$; зчеплення включається миттєво; $T_{зч} = T_{дв}$.

Тоді, розв'язуючи рівняння руху для мас динамічної системи, наведеної на рис. 1, отримаємо

$$A_6 = \frac{T_{дв} \cdot J_T \cdot \omega_{дв}^2}{2(T_{дв} - T_{\psi})}, \quad t_6 = \frac{J_T \cdot \omega_{дв}}{T_{дв} - T_{\psi}}. \quad (2)$$

Для експлуатаційних розрахунків також використовуються аналогічні за структурою формули [3], отримані в результаті обробки великої кількості експериментальних даних, зафіксованих у процесі рухання колісної машини з місця у найбільш характерних умовах експлуатації:

$$A_6 = h \frac{T_e J_T \omega_{дв}^2}{0,67 T_e - T_{\psi}}, \quad t_6 = \frac{J_T \omega_{дв}}{0,67 T_e - T_{\psi}}. \quad (3)$$

Для дизельних двигунів беруть $h = 0,72$, $\omega_{дв} = 0,75 \omega_N$, де ω_N – кутова швидкість колінчастого вала двигуна за максимальної потужності.

Кінцеві вирази для розрахунку роботи і часу буксування отримаємо у результаті підстановки формули (1) у вираз (3):

$$A_6 = 0,72 \frac{T_e m_{км} r_k^2 (0,75 \omega_N)^2}{i_{тр}^2 0,67 T_e - \frac{i_{тр}}{\eta_{тр}} m_{км} g (\cos \alpha \cdot f \pm \sin \alpha) r_k}; \quad (4)$$

$$t_6 = \frac{0,75 m_{км} r_k^2 \omega_N}{i_{тр}^2 0,67 T_e - \frac{i_{тр}}{\eta_{тр}} m_{км} g (\cos \alpha \cdot f \pm \sin \alpha) r_k}. \quad (5)$$

Зносостійкість зчеплення можна оцінювати за питомою роботою буксування, тобто за роботою буксування, віднесеною до площі тертя ведених дисків зчеплення. Зазвичай питома робота буксування зчеплення обчислюється для умов рухання колісної машини з місця:

$$\Delta A_6 = \frac{A_6}{z \cdot F}, \quad F = \pi (R_3^2 - R_6^2), \quad (6)$$

де $z = 2$ – число пар тертя для однодискового зчеплення; R_3 – зовнішній радіус фрикційної накладки, для досліджуваного зчеплення $R_3 = 21,5$ см; R_6 – внутрішній радіус фрикційної накладки, для досліджуваного зчеплення $R_6 = 12$ см; F – площа поверхні тертя, $F = 3,14(21,5^2 - 12^2) = 999,3$ см².

У зв'язку з тим, що робота буксування зчеплення досягає найбільшого значення у випадку рухання колісної машини з місця, розрахунок деталей зчеплення на нагрів виконаємо за значенням роботи буксування під час рухання. Нагрів деталей зчеплення колісної машини вибраного типу за одне включення не повинен перевищувати 10 °С.

Температура нагрівання деталей зчеплення за одне включення

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_6}{4270 \cdot Q \cdot c}; \quad Q = \pi \cdot (R_3^2 - R_6^2) \cdot h_{ng} \cdot \rho, \quad (7)$$

де Q – маса натискного диска, для досліджуваного варіанта $Q = 15,6$ кг; γ – коефіцієнт, що враховує частину теплоти, яка припадає на нагрів деталей зчеплення, $\gamma = 0,5$ для натискного диска однодискового зчеплення; c – теплоємність матеріалу диска, для сталі $c = 0,115$ ккал/кг · град; h_{ng} – товщина натискного диска, для досліджуваного варіанта $h_{ng} = 20$ мм; ρ – густина матеріалу натискного диска, $\rho = 7800$ кг/м³.

З використанням співвідношень (3)–(7) була розроблена математична модель дослідження буксування зчеплення, структурна схема алгоритму якої наведена на рис. 2. Модель реалізована у програмному середовищі “Mathcad”.

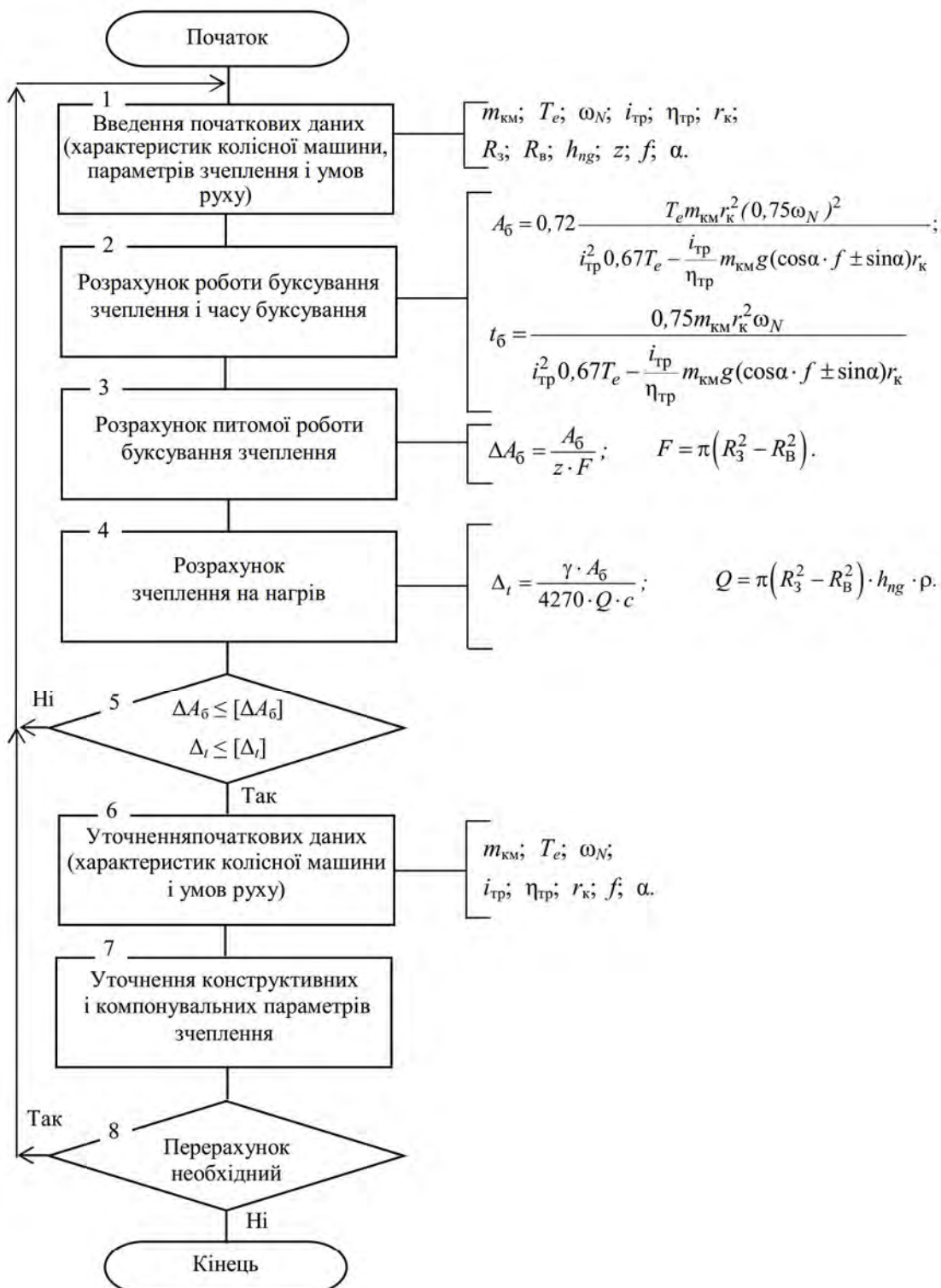


Рис. 2. Блок-схема алгоритму моделювання буксування зчеплення

Для дослідження впливу конструктивних параметрів колісної машини на енергонавантаженість зчеплення побудовано графік залежності температури нагріву натискного диска від його маси. Графік залежності у разі рушання колісної машини на горизонтальній дорозі з твердим покриттям з першої передачі у коробці передач і за різних передач у роздавальній коробці (i_{pk1} , i_{pk2}) наведений на рис. 3, а; з другої передачі у коробці передач і за різних передач у роздавальній коробці (i_{pk1} , i_{pk2}) – на рис. 3, б.

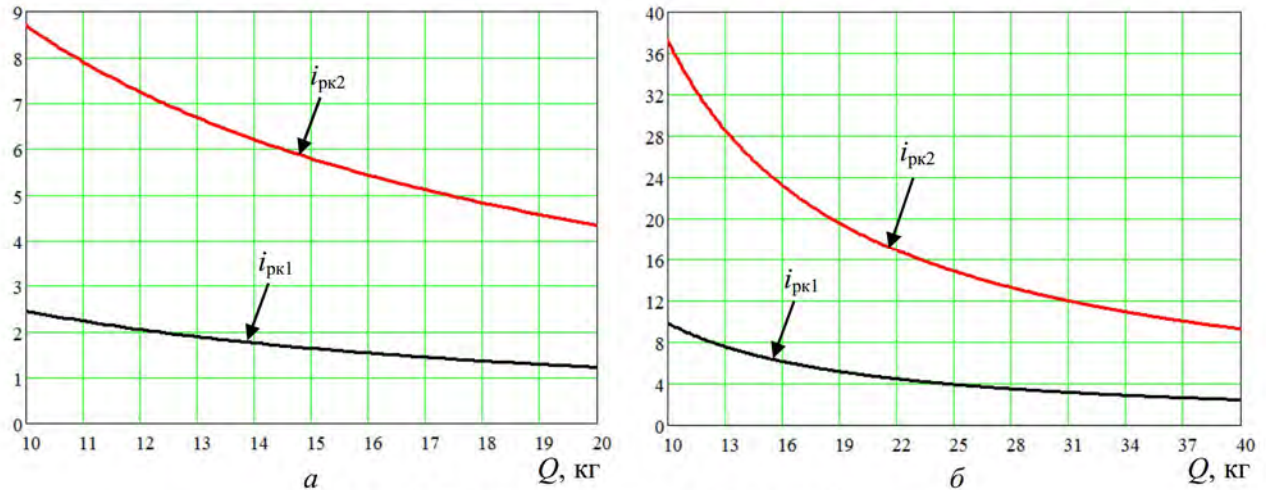


Рис. 3. Графік залежності $\Delta_t = F(Q, i_{pk})|_{f=0,02; \alpha=0}$

З графіка видно, що нагрів деталей суттєво залежить від конструктивних параметрів зчеплення, зокрема від маси натискного диска Q , яка, своєю чергою, залежить від товщини диска й матеріалу його виготовлення.

З аналізу графіків, наведених на рис 3, також випливає, що якщо в експлуатації колісної машини передбачити тільки можливість рушання з першої передачі, то теоретично масу натискного диска можна зменшити з розрахункової 15,6 кг до 10 кг, що покращить характеристики зчеплення (зменшення розмірів, маси, моменту інерції тощо).

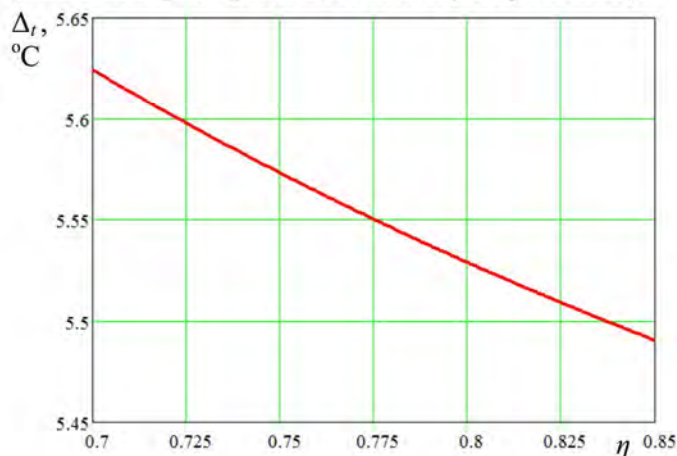


Рис. 4. Графік залежності $\Delta_t = F(\eta_{тр})|_{f=0,02; \alpha=0}$

Як показують результати дослідження, рушання колісної машини з місця за заданих умов руху з другої передачі та за підвищувальної передачі в роздавальній коробці (i_{pk2}) з точки зору забезпечення необхідного рівня енергонавантаженості можливе лише за маси натискного диска $Q \geq 37$ кг.

Для подальшого аналізу впливу конструктивних параметрів колісної машини на роботу зчеплення побудовано графік залежності температури нагріву натискного диска від ККД трансмісії для випадку рушання з місця з першої передачі. Графік залежності наведений на рис. 4.

Відомо, що ККД трансмісії суттєво впливає на тягово-швидкісні характеристики колісної машини та її паливну економічність [5]. Разом з цим, як показують результати дослідження (рис. 4), технічний стан трансмісії впливає й на енергонавантаженість зчеплення. І хоча за одне включення цей вплив за абсолютним значенням не є значним, однак, у випадках багаторазових і частих включень зчеплення, що може бути в складних умовах руху, достатньо типових для броньованої колісної машини, він може бути суттєвим. Зазначене додатково підтверджує необхідність постійного контролю стану трансмісії у процесі експлуатації і її своєчасного обслуговування (використання якісних олів, підтримання їх необхідного рівня, своєчасна заміна, регулювання механізмів тощо).

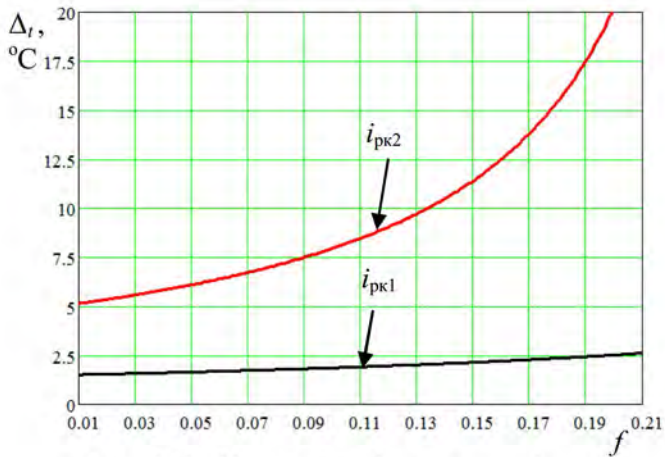


Рис. 5. Графік залежності $\Delta_t = F(f, i_{рк})|_{f=0,02; \alpha=0}$

(вологий пісок). Рушання з місця з першої передачі й за нижчої передачі в роздавальній коробці ($i_{рк1}$) можливе на дорогах з будь-яким покриттям.

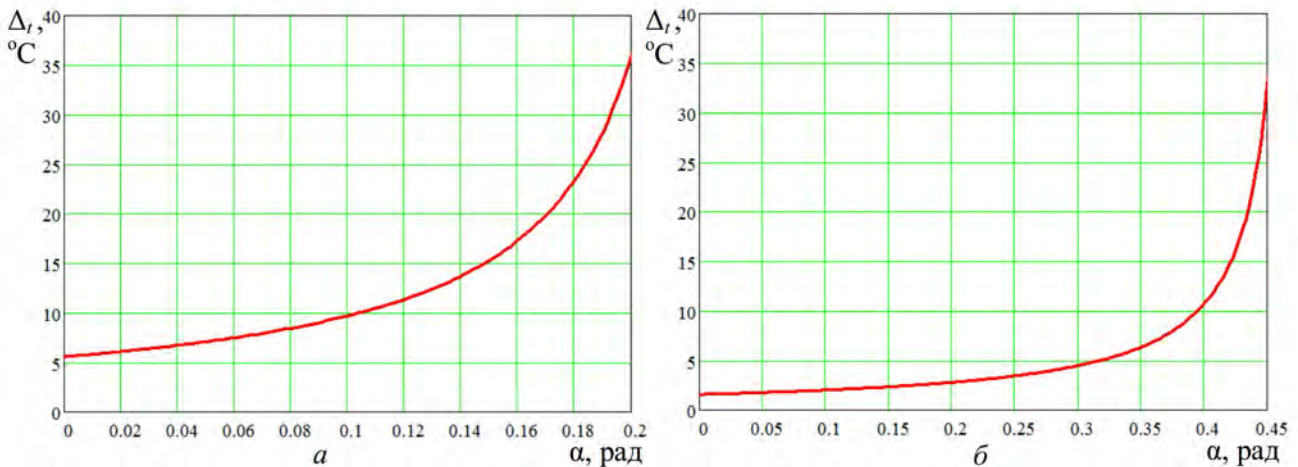


Рис. 6. Графік залежності $\Delta_t = F(\alpha)|_{f=0,02}$

Рушання з місця на підйомі з першої передачі та з підвищувальної передачі у роздавальній коробці (рис. 6, а) без перегріву зчеплення можливе за крутизни підйому α , що не перевищує 0,104 рад ($\alpha = 6^\circ$).

Рушання з місця на підйомі з першої передачі та з нижчої передачі у роздавальній коробці (рис. 6, б) без перегріву зчеплення можливе за крутизни підйому α , що не перевищує 0,39 рад ($\alpha = 22^\circ$).

Висновки

1. Розроблена математична модель за умови її реалізації у програмному середовищі може бути використана для оперативного теоретичного дослідження залежності енергонавантаженої фрикційного зчеплення колісної машини від параметрів дорожніх умов, масо-габаритних показників машини, параметрів двигуна, трансмісії в цілому й зчеплення зокрема.

2. На основі отриманих результатів дослідження можливо формулювати обґрунтовані рекомендації з вибору режиму роботи трансмісії машини залежно від дорожніх умов або визначати обмеження щодо використання машини в певних умовах експлуатації з погляду на забезпечення необхідного рівня енергонавантаженої зчеплення. В ході проектних розрахунків можливо визначати відповідність вибраної конструкції зчеплення характеристикам колісної машини та режимам її експлуатації.

Список використаних джерел

1. Бронетранспортер БТР-80. Техническое описание и инструкция по эксплуатации [Текст]. – Москва : Воениздат, 1989. – Ч. 1. – 279 с.
2. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет [Текст] : учеб. пособие / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др.; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйш. шк., 1985. – 240 с.
3. Армейские автомобили [Текст] : в 3 кн. / А. С. Аитонов, В. К. Голяк, М. М. Запрыгаев и др. – Москва : Воениздат, 1970.
(Кн. 1 : Армейские автомобили. Конструкция и расчет, ч. 1). – 1970. – 543 с.
4. Нарбут, А. Н. Автомобили: рабочие процессы и расчет механизмов и систем [Текст] : учеб. для студ. высш. учеб. заведений / А. Н. Нарбут. – Москва : Издательский центр “Академия”, 2007. – 256 с.
5. Страшний, І. Л. Експлуатаційні властивості автомобілів [Текст] : навч. посіб. / І. Л. Страшний, А. П. Горбунов. – Харків : Акад. ВВ МВС України, 2014. – 94 с.

Стаття надійшла до редакції 28.09.2017 р.

УДК 629.3.021

А. П. Кондратенко, І. Л. Страшний, С. В. Ворошилов

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Разработана математическая модель буксования сцепления. Проведены исследования энергонагруженности фрикционного сцепления бронированной колесной машины и определена степень влияния основных конструктивных и эксплуатационных факторов на энергонагруженность сцепления.

К л ю ч е в ы е с л о в а: трансмиссия, сцепление, работа буксования сцепления, нагрев сцепления.

UDC 629.3.021

O. P. Kondratenko, I. L. Strashnyi, S. V. Voroshilov

INVESTIGATION OF ENERGY LOADING OF FRICTION CLUTCH OF WHEELED MACHINES

A mathematical model of slippage is developed of clutch. Investigations of energy loading of the friction clutch of an armored wheeled vehicle were conducted and the degree of influence of the main design and operational factors on the energy loading of the clutch.

K e y w o r d s: transmission, clutch, clutch slippage work, clutch heating.

Кондратенко Олександр Павлович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобільної техніки Національної академії Національної гвардії України.

Страшний Ігор Леонідович – кандидат військових наук, доцент, доцент кафедри автомобільної техніки Національної академії Національної гвардії України.

Ворошилов Сергій Вікторович – кандидат військових наук, доцент, доцент кафедри тактики військ ППОСВ Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба.