

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Кіндрачук Мирослав Васильович, докт. техн. наук, професор кафедри
прикладної механіки та інженерії матеріалів

Національний авіаційний університет,
e-mail: nau12@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0529-2466

Скрипник Василь Степанович, докт. техн. наук, професор,
заступник директора Відокремлений структурний підрозділ
Надвірнянський фаховий коледж національного транспортного університету,
e-mail: skripnik-vs07@ukr.net, ORCID: 0000-0001-9523-6524

Журавльов Дмитро Юрійович, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної
механіки, інженерної та комп'ютерної графіки

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
e-mail: dmytro.2103@ukr.net, ORCID: 0000-0002-2045-9631

Харченко Володимир Володимирович, завідувач лабораторії кафедри
прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного
університету, e-mail: nau12@ukr.net, ORCID: [0000-0001-6383-5337](https://orcid.org/0000-0001-6383-5337)

Гуменюк Ігор Анатолійович, докторант,
Національний авіаційний університет,
ORCID: [0000-0002-4352-7035](https://orcid.org/0000-0002-4352-7035)

Осташук Микола Михайлович, кандидат технічних наук,
доцент кафедра транспортних технологій
Національний університет «Львівська Політехніка»
e-mail: mikola.ostashuk.M@gmail.com, ORCID: [0000-0002-5816-6818](https://orcid.org/0000-0002-5816-6818)

Визначення енергонавантажності пар тертя барабанно-колодкових гальм проводимо наступним чином.

Визначаємо кількість теплоти, що генерується на поверхні тертя спряження

$$dQ = 2\pi R b \lambda_{np} d\tau_T \frac{d(t_2 - t_1)}{dR} / R = R_1,$$

де R – радіус фрикційного спряження; b – ширина фрикційної взаємодії; $\lambda_{зв}$ – зведений коефіцієнт теплопровідності матеріалів пари тертя; $\lambda_{зв} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}$; λ_1, λ_2 – коефіцієнт теплопровідності матеріалів: обода барабана, фрикційної накладки; τ_T – час гальмування; t_2 і t_1 – температури: усереднена поверхнево-об'ємна та навколишнього середовища.

Кількість теплоти, що акумулюється в тілі обода гальмівного барабана при гальмуванні

$$Q_1 = 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1 \cdot \lambda_1 \cdot \tau_T \cdot \frac{\Delta t}{R_1}.$$

Кількість теплоти, що акумулюється у поверхневому та підповерхневому шарах фрикційних накладок колодок гальма при гальмуванні

$$Q_2 = 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2 \cdot \tau_T \cdot \frac{\Delta t}{R}.$$

Коефіцієнти розподілу теплових потоків між фрикційно взаємодіючими деталями

$$K = \frac{1}{1 + \frac{A_2 \cdot \lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2}{A_1 \cdot \lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1}},$$

де A_1 – робоча площа обода гальмівного барабана; $A_2 = 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1$; A_2 – робоча площа фрикційних накладок колодок; ρ_1, ρ_2 і c_1, c_2 – густина та теплоємність матеріалів пари тертя.

Поверхнево-об’ємні температури, які розвиваються на поверхні пар тертя гальма.

$$t_1 = \frac{Q_1}{2\pi \cdot R_1 \cdot \lambda_1 \cdot \tau_T} K_1; \quad (1)$$

$$t_2 = \frac{Q_2}{2\pi \cdot R_2 \cdot \lambda_2 \cdot \tau_T} K_2. \quad (2)$$

Питомий тепловий потік за одиницю часу гальмування на одиницю площі поверхні пари тертя гальма

$$q_1 = \frac{Q_1}{A_1 \cdot \tau_T} K_1; \quad q_2 = \frac{Q_2}{R_2 \cdot \tau_T} K_2. \quad (3)$$

Перетворивши залежності (1-3) і, враховуючи, що питомий тепловий потік поширюється в тілі фрикційної накладки, отримуємо

$$q_2 = \frac{\Delta t \cdot \lambda_2}{b_{ef} \cdot m} K_2, \quad (4)$$

де b_{ef} – розрахункова товщина фрикційної накладки, що ефективно бере участь у тепловиділенні, м.

При тепловій дії глибина b_{ef} поширення одиничного теплового імпульсу при короткочасному навантаженні фрикційної пари залежить від температуропровідності матеріалу накладки a_2 і часу її навантаження τ_o . Приймавши $\tau_o = 10,0$ с отримуємо

$$b_{ef} = 1,73\sqrt{a_2 \cdot \tau_o}; \quad c_2 = \frac{\lambda_2}{C_2 \cdot \rho_2}.$$

Питома потужність тертя під час гальмування транспортного засобу

$$P_{\text{тут}} = \frac{2/3 G_a \cdot \mathcal{G} \cdot j}{2q \cdot \Sigma A_2}, \quad (5)$$

де G_a – повна вага автомобіля, кг; $G = 9525 \cdot 9,81 = 93440$ Н; \mathcal{G} – початкова швидкість гальмування, м/с.

$$\mathcal{G} = \frac{\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2}{2} = \frac{30 + 60}{2} = 45 \text{ км/год} = 12,5 \text{ м/с};$$

де j = сповільнення при гальмуванні; $j = 3,0$ м/с²; ΣA_2 – сумарна площа всіх фрикційних накладок колодок гальма, м². $\Sigma A_2 = 21,66 \cdot 10^{-2}$ м².

$$P_{\text{тут}} = \frac{93440 \cdot 12,5 \cdot 3}{2 \cdot 9,8 \cdot 21,66 \cdot 10^{-2}} = 82,55 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Прирівнявши залежності (3) та (4) отримуємо

$$b_{\text{эф}} = \frac{\Delta T \cdot \lambda_2 \cdot 2g \cdot \Sigma A_2}{2/3 G \cdot \mathcal{G} \cdot j}. \quad (6)$$

Використовуючи залежності (1-6) здійснимо розрахунки енергонавантаженості пари тертя СЧ-18 – ФК-24А заднього гальма автомобіля ЗІЛ-130 за наступних вихідних даних: $K_{\text{вз}}$ – динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; f_d – динамічний коефіцієнт тертя не менше 0,42:

$$R_1 = 0,210 \text{ м}; b_1 = 0,14 \text{ м}; R_2 = 0,210 \text{ м}; B_2 = 0,14 \text{ м}; K_{\text{вз}} = 0,414; K_1 = 0,937; K_2 = 1,0 - 0,937 = 0,063; A_1 = 0,1846 \text{ м}^2; A_2 = 0,1083 \text{ м}^2; \lambda_1 = 62,9 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})};$$

$$\lambda_2 = 0,51 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})}; \tau_r = 3,0 \text{ с}; c_1 = 1,164 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}; c_2 = 0,5 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}; \rho_1 = 7300 \text{ кг/м}^3; \rho_2 = 2230 \text{ кг/м}^3.$$

Таблиця 1 – Енергонавантаженість металополімерної пари тертя заднього гальма автомобіля ЗІЛ-130

1	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	50,0	100,0	150,0	200,0	250,0	300,0	350,0
2	$Q_1 \cdot 10^3, \text{Дж}$	8,295	16,53	24,89	33,2	41,48	49,78	58,1
3	$Q_2, \text{Дж}$	67,0	134,0	207,0	269,0	336,0	403,0	470,0
4	$\Delta t_1, ^\circ\text{C}$	66,0	132,0	199,0	265,0	331,0	397,0	463,0
5	$\Delta t_2 \cdot 10^{-3}, ^\circ\text{C}$	1,8	3,7	5,5	7,3	9,1	11,0	12,8
6	$q_1, \text{Вт/м}^2$	14,52	30,06	44,77	59,69	74,61	89,53	104,46
7	$q_2 \cdot 10^{-4}, \text{Вт/м}^2$	7,0	14,0	21,0	28,0	35,0	42,0	49,0
8	$\tau_o, \text{с}$	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
9	$b_{\text{эф}}, \text{мм}$	0,5	0,77	0,95	1,1	1,34	1,55	1,73
10	$q'_2, \text{Вт}$	2,27	4,55	6,62	9,08	11,36	13,63	15,9
11	$b_{\text{эф}}, \text{мм}$	0,303	0,606	0,909	1,21	1,52	1,82	2,12

Аналіз розрахункових даних, наведених у табл. 1, дозволяє констатувати наступне:

- співвідношення експлуатаційних параметрів є квазіпостійними та становлять $Q_1/Q_2 = 123,7$; $q_1/q_2 = 2,1 \cdot 10^4$; $b'_{\text{эф}} / b_{\text{эф}} = 1,12$, оскільки при їх визначенні приймалися постійні значення λ_i і C_i ;

- миттєвий температурний градієнт за 10,0 с обода барабана змінювався від 2,3 до 16,0 °C/м.

Література

1. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R. K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2015. Vol. 6. Is. 11. Pp. 114-122.

2. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A., Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. - 2017. - 53. №.2. - P. 135 -141.

КРИТЕРІЙ ДЛЯ ЗАГАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Кривошапов Сергій Іванович, канд. техн. наук, доцент каф. «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua, ORCID: [0000-0003-4605-6790](https://orcid.org/0000-0003-4605-6790) .

Транспорт є невід'ємною частиною економіки України. В процесі перевезення вантажів та пасажирів необхідно прагнути ефективно використовувати ресурси, які необхідні для функціонування транспортного засобу.

Транспорт є основним споживачем рідких видів палива [1]. Ефективна експлуатація транспортних засобів безпосередньо пов'язана з питаннями економії палива.

Оцінювати енергетичну ефективність транспортних засобів лише за витратою палива не зовсім вірно. Різні види і типи автомобілів мають різну повну чи споряджену масу, величина якого впливає на споживання палива.

Для оцінки енергетичної ефективності транспортних засобів необхідно запропонувати інтегральний показник, якій пов'яже енергетичні витрати на паливо із виконанням транспортної роботи на переміщення вантажу.

Ефективність автомобілів прийнято оцінювати трьома основними показниками: продуктивність, собівартість та безпека. Однак ці показники мають розмірність, що не дає можливості порівнювати рухомий склад різних типів.

Оцінку енергетичної ефективності технічних систем, до яких також відноситься всі види машин, можна робити через безрозмірний показник - коефіцієнт корисної дії автомобіля.