

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

УДК 001.891.5:[629.4.014.62-592.004:621.891]

Водянніков Ю.Я.

Сафронов О.М.

Яланський М.І.

Пятаков О.О.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ

Приведені результати експериментальних досліджень з визначенням величини коефіцієнта тертя між поверхнями диска і накладки при екстрених пневматичних гальмуваннях пасажирського вагона моделі 61-779 для швидкостей (40-160) км/год.

Найважливішою вимогою до фрикційної пари диск-накладка (колесо-колодка) є забезпечення стабільного значення коефіцієнта тертя в широкому діапазоні зміни температури і швидкості руху при гальмуванні. Тому дослідження, пов'язані з експериментальним визначенням фактичних значень коефіцієнта тертя між поверхнями диска і накладки при реальних умовах експлуатації, є актуальними. Експериментальні дослідження проводилися на пасажирському вагоні моделі 61-779 з дисковими гальмами виробництва ВАТ “Крюківський вагонобудівний завод”.

На пасажирських вагонах з дисковими гальмами моделі 61-779 застосовуються чавунні гальмівні диски діаметром 610 мм, товщиною 110 мм і радіусом тертя 233 мм, виготовленні із сірого чавуну з пластинчастим графітом, W610 B110 PGUP (KNORR-BREMSE). Гальмівні накладки виготовлені зі зносостійких композиційних матеріалів.

Експериментальні значення коефіцієнта тертя визначалися виходячи з експериментальних значень гальмівного шляху навантаженого вагона (рис.1) і дійсного коефіцієнта гальмівного натиснення, прикладеного до поверхні кочення колеса.

Для визначення дійсної сили гальмівного натиснення використовувалися середні значення тиску повітря в гальмівних циліндрах (табл. 1), які були зареєстровані у процесі випробувань, а сили натиснення гальмівних накладок на диск визначалися для котлового і некотлового візків по формулі:

$$K_{\delta} = \frac{F p_{\text{ц}} - F_{\text{ц}}}{m} i_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}} \quad (1)$$

де F - площа поршня гальмівного циліндра, для котлового візка $F = 105 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, для некотлового - $F = 95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

$p_{\text{ц}}$ - тиск повітря в гальмівному циліндрі, МПа;

$F_{\text{ц}}$ - зусилля зворотної пружини циліндра, 0,630 кН;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

m - число накладок, на які навантаження передається від одного циліндра, $m=2$;

i_{pn} - передаточне число гальмівного блоку, $i_{pn} = 11,41$;

η_{pn} - КПД кліщового механізму гальмівного блоку, $\eta_{pn} = 0,97$.

Значення дійсних сил натиснення накладки на диск у діапазоні швидкостей (40-160) км/год зображені на рис. 2, а результати визначення величини дійсного гальмівного коефіцієнта - у таблиці 2, при цьому враховувалися наступні значення параметрів вагона: брутто - 609,188 кН, радіус тертя гальмівного диска - 233 мм, радіус кочення колеса - 479 мм.

Коефіцієнт тертя φ_k досліджуваного об'єкта для швидкості руху на початку гальмування V_0 визначався з рівняння [1]:

$$S - \frac{1000}{V} \int_0^{V_i} \frac{V_i dV}{1000J_{aj} \epsilon + W_{ox}} = 0 \quad (2)$$

де V_i - швидкість руху на початку гальмування, км/год;

S - сповільнення при дії питомої гальмівної сили, м/с²;

φ_k - дійсний коефіцієнт тертя накладки і диска;

W_{ox} - основний питомий опір руху пасажирських вагонів.

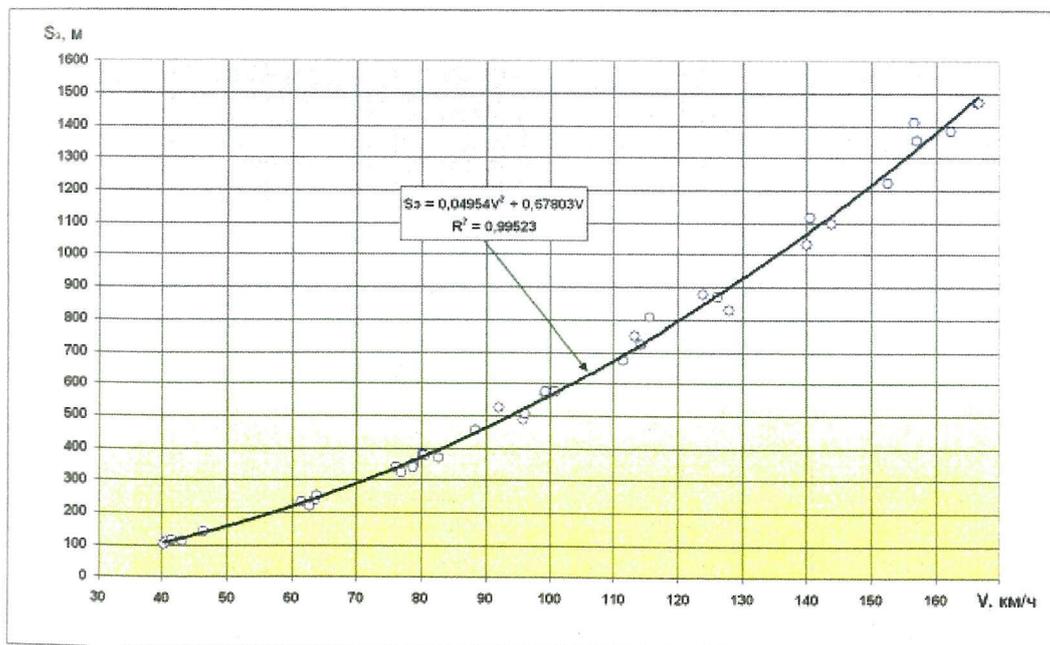


Рис. 1. Гальмівний шлях пасажирського навантаженого вагона на площадці при екстремальному пневматичному гальмуванні

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Табл.1. Значення тиску повітря (МПа) у гальмівних циліндрах, які були реалізовані в процесі проведення екстрених пневматичних гальмувань при поїзних випробуваннях пасажирського вагона з дисковими гальмами

Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний циліндр на першій колісній парі котлового візка	Гальмівний циліндр на другій колісній парі котлового візка	Гальмівний циліндр на третій колісній парі некотлового візка	Гальмівний циліндр на четвертій колісній парі некотлового візка
1	2	3	4	5
61,5	0,420	0,405	0,420	0,410
76,1	0,420	0,410	0,430	0,410
99,4	0,420	0,405	0,420	0,410
80,3	0,420	0,405	0,430	0,410
40,5	0,425	0,410	0,430	0,410
63,6	0,405	0,390	0,410	0,400
78,8	0,405	0,390	0,410	0,405
99,4	0,405	0,390	0,410	0,400
123,9	0,405	0,390	0,410	0,400
46,4	0,405	0,390	0,410	0,400
80,4	0,405	0,390	0,410	0,400
100,8	0,405	0,390	0,410	0,400
115,6	0,405	0,390	0,410	0,400
62,7	0,410	0,390	0,410	0,400
76,9	0,405	0,390	0,410	0,400
95,9	0,405	0,390	0,410	0,400
82,7	0,405	0,390	0,410	0,400
41,4	0,405	0,390	0,410	0,400
111,5	0,405	0,390	0,410	0,400
96,2	0,405	0,390	0,410	0,400
63,9	0,405	0,390	0,410	0,400
114,2	0,405	0,390	0,410	0,400
113,3	0,410	0,390	0,410	0,400
92,1	0,405	0,390	0,410	0,400
35,7	0,405	0,390	0,410	0,400
Середнє значення	0,409	0,393	0,413	0,402

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Табл.2. Результати розрахунку дійсного коефіцієнта гальмівного натиснення накладок на диски, приведеного до поверхні кочення колеса

Візок	Середня величина дійсної сили натиснення накладки на диск, кН	Дійсна сила натиснення накладки на диск, приведена до поверхні кочення колеса, кН
1	2	3
Котловий візок	19,80	9,63
	18,91	9,20
Некотловий візок	16,78	8,16
	16,30	7,93
Сумарна величина сил натиснення усіх накладок	287,15	139,68
Дійсний коефіцієнт сили натиснення накладок на диски, приведений до поверхні кочення колеса		0,229

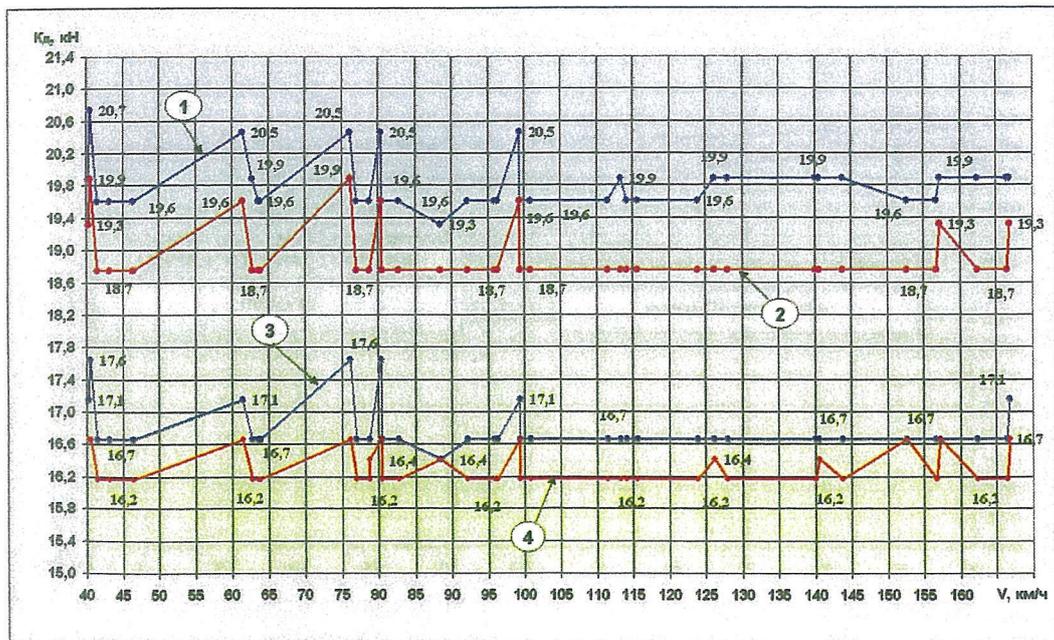


Рис. 2. Дійсні сили натиснення накладки на диск

- 1)- зовнішня колісна пара котлового візка ;
- 2)- внутрішня колісна пара котлового візка ;
- 3)- внутрішня колісна пара некотлового візка;
- 4)- зовнішня колісна пара візка некотлового візка.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

W_{ox} - основний питомий опір руху пасажирських вагонів визначається з формули [1]:

$$W_{ox} = 0,7 + \frac{8 + 0,16 \cdot V + 0,0023 \cdot V^2}{q_0} \quad (3)$$

δ_0 - дійсний гальмівний коефіцієнт, приведений до поверхні кочення колеса, що не залежить від швидкості руху на початку гальмування, а його величина пропорційна зміні тиску в гальмівному циліндрі, при цьому залежність зміни гальмівного коефіцієнта від часу гальмування визначається рівнянням, отриманим за результатами стаціонарних гальмівних випробувань:

$$\delta_0(t) = \begin{cases} t < t_p \rightarrow q(t) \cdot \delta_0 = (-0,0228 \cdot t^2 + 0,3003 \cdot t) \cdot \delta_0 \\ t \geq t_p \rightarrow \delta_0 \end{cases} \quad (4)$$

де t_p - час наповнення гальмівного циліндра до сталого тиску, с.

Графік зміни величини коефіцієнта тертя від швидкості руху на початку гальмування представлений на рис. 3

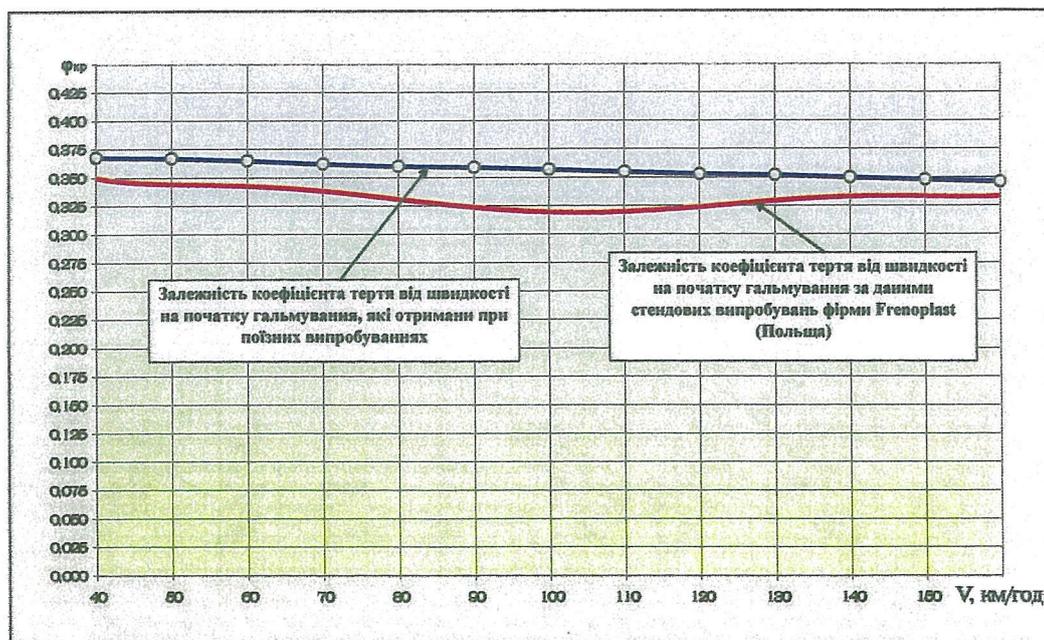


Рис. 3. Графік зміни величини коефіцієнта тертя між накладкою й диском при пневматичному гальмуванні.

Виконані дослідження показали, що коефіцієнт тертя для матеріалів диска й накладки пасажирського вагона моделі 61-779 має стабільне значення в діапазоні швидкостей (40-160) км/год, при цьому різниця між мінімальним значенням (0,339 при швидкості 160 км/год) і максимальним (0,36 при швидкості 40 км/год) становить 0,021 або 6% від середнього значення коефіцієнта тертя, рівного 0,3495.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ЛІТЕРАТУРА

1. П.Т.Гребенюк. Правила тормозных расчетов. - М.: Интекст, 2004. -112 с.
2. В.Г. Иноземцев, П.Т.Гребенюк. Нормы и методы расчета автотормозов.-М.: Транспорт, 1979.-56 с.
3. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ВНИИВ, ВНИИЖТ.- М.,1983. С изменениями и дополнениями 2000 г.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ, М., 1996. С изменениями и дополнениями 1996 г. и 2000 г.
5. 61.779Э.ТЗ Техническое задание «Вагон пассажирский купейный, спальный, локомотивной тяги».