

УДК 622.625.28

**Зіборов К. А., Ванжа Г. К.**

## **ВЛАСТИВОСТІ ФРИКЦІЙНОЇ ПАРИ КОЛЕСО – РЕЙКА, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ПРОЦЕС ПЕРЕДАЧІ РУХУ ТЕРТЯМ**

В гірничодобувній промисловості сьогодні склалися умови, коли особливого значення набуває задача збільшення ступеня використання потужності існуючих і знов створюваних шахтних локомотивів. Існуюча проблема недостатнього використання фрикційних властивостей вихідних ланок рухомого складу і рейок шахтного та рудникового рейкового транспорту приводить до невиправданих енергетичних втрат, за рахунок зниження його експлуатаційних характеристик. Результати експлуатації залізничного транспорту показують, що на подолання тертя втрачається до 30 % всієї споживаної енергії, що виробляється, а втрати матеріалів фрикційної пари колесо – рейка унаслідок зносу складають до 15 % вироблюваного металу [1, 2].

Кочення коліс локомотива по рейці, не дивлячись на уявну простоту, є складним динамічним процесом. Недосконалість характеристик матеріалів бандажа і рейки, постійна зміна умов руху, дія численних випадкових чинників надзвичайно ускладнюють аналіз процесу кочення і діючих при цьому сил зчеплення. Тому дійсна картина виникнення і реалізації сили зчеплення залишається однією з основних, не вирішених повністю задач. В цих умовах вимоги до оцінки тягових властивостей локомотивів, а також зниженню зносу і збільшенню довговічності пар тертя підвищуються.

Численні теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в області реалізації сили тяги локомотивів і процесу зчеплення їх коліс з рейками, переслідували дві основні цілі:

- встановити фізичну картину процесу зчеплення та перевірити гіпотези його утворення [1, 3, 4];
- оцінити величину коефіцієнта зчеплення різних типів локомотивів стосовно даних умов руху і виявити вплив вирішальних чинників [5, 6, 7].

Результати досліджень, представлені у вигляді детермінованої залежності середніх значень коефіцієнта зчеплення від швидкості руху локомотива в різних експлуатаційних умовах, служили підставою для тягово-експлуатаційних розрахунків. В деякій мірі це відображало явища, що відбуваються в зоні контакту колеса – рейки, було прийнятне при експлуатації локомотивів. Проте тягові властивості локомотивів використовувалися не ефективно. Особливо це торкається умов роботи шахтного рейкового транспорту.

Як всяке складне фізичне явище, процес зчеплення двох контактуючих поверхонь слід розглядати, абстрагуючись від нашарування факторів, які можна виключити з розгляду в першому наближенні, ускладнюючи і уточнюючи завдання надалі введенням нових факторів, які визначають величину коефіцієнта зчеплення.

Отже, процес взаємодії контактуючих тіл відрізняється великою складністю як у фізичному, так і в аналітичному плані. Тому не існує єдиного підходу до дослідження цього процесу, що породжує безліч аналітичних виразів для його опису. Таке становище викликане тим, що більшість авторів виходить з позицій взаємодії контактуючих поверхонь, а не реальних фізичних умов тертя з притаманним тілам пружними характеристиками та умовами навантаження на площадці контакту.

Метою даної роботи є виявлення закономірностей зміни зчеплення пари колесо-рейка шахтного локомотива і супутніх їм енергетичних витрат залежно від фрикційних властивостей контактуючих ланок з метою встановлення раціональних режимів процесу передачі руху тертям з мінімальними енергетичними втратами.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів. До найважливіших з них відносяться вигляд і стан поверхні контактуючих тіл, наявність або відсутність мастила (вологи або плям мастила, колоїдних речовин і т. і.), температура поверхні на плямі контакту, геометричні та реологічні характеристики контактуючих тіл, вид напруженого стану матеріалу на плямі контакту, характер прикладення навантаження.

Для спрощення первинних аналітичних викладок і пояснення фізики процесу розглянемо чисто пружне деформування матеріалу контактуючих тіл.

Виходимо з сучасних уявлень про взаємодію двох тіл, одне з яких II (рис. 1) нерухоме (жорстко закріплене на підставці), а до іншого I прикладена сила:

$$Q_{xy} = \tau dx dy, \quad (1)$$

де  $\tau$  – напруження зсуву, що виникають на площадці контакту, Па;  $dx$  і  $dy$  – розміри елементарної площадки контакту, м.

Крім того, тіло I діє на тіло II з силою  $Q_z = p dx dy$ , прикладеної по нормалі до площадки контакту.

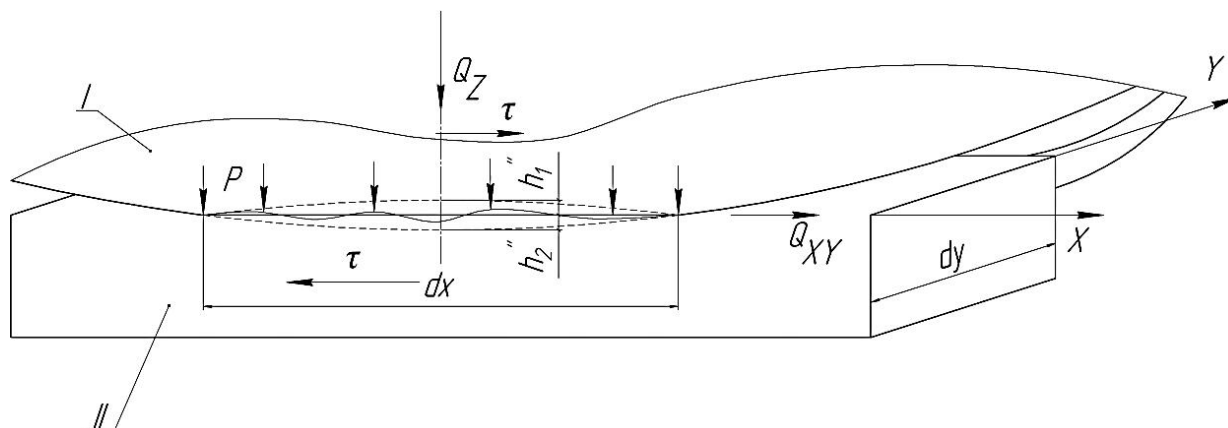


Рис. 1. Розрахункова схема контактуючих тіл при наявності тангенціальної сили

Згідно з визначенням коефіцієнту зчеплення:

$$f = \frac{Q_{xy}}{Q_z} = \frac{\tau}{p}, \quad (2)$$

тобто напруження зсуву:

$$\tau = fp. \quad (3)$$

З виразу (2) випливає, що при  $\tau = 0$ , коефіцієнт зчеплення також дорівнює нулю. Із збільшенням зсувного навантаження коефіцієнт зчеплення збільшується. У початковий період прикладення зсувного навантаження  $\tau$  збільшується за рахунок пружної деформації макровиступів шорсткості і властивостей самих тіл [6]. Контактуючі поверхні неідеальні, тому до якоїсь певної величини навантаження відбувається зчеплення виступів шорсткості поверхонь тіл аж до пружно-пластичного деформування поверхневих шарів. Відносний зсув поверхонь контактуючих тіл при прикладенні  $\tau$  відбувається за рахунок пружної деформації виступів шорсткості при зсувному навантаженні. Для кожного з тіл величина деформації визначається виразами:

$$U_1'' = h_1' \frac{\tau}{E_1}, \quad U_2'' = -h_2' \frac{\tau}{E_2}, \quad (4)$$

де  $E_1$  і  $E_2$  – модулі пружності матеріалу контактуючих тіл, Па;  $h_1'$  і  $h_2'$  – умовна «висота деформованого шару» – розмірний коефіцієнт, що характеризує величину і характер розподілу шорсткості поверхонь, м.

При збільшенні граничної величини напруження зсуву  $\tau$  швидкість деформування буде збільшуватися. Таким чином, вираз для визначення коефіцієнта зчеплення має наступний вигляд  $f = V'_{12} / \left( \frac{h_1'}{E_1} + \frac{h_2'}{E_2} \right)$  тобто  $f$  пропорційний швидкості відносної деформації.

Якщо деформація  $U_{12} = U_1 - U_2$  (а також швидкість цієї деформації) перевищує певну величину, відбувається так званий зрив зчеплення [6], і збільшення швидкості відносної деформації призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення.

Більш уважний аналіз аналітичних залежностей та результатів експериментальних досліджень для коефіцієнта зчеплення, як функції швидкості відносного ковзання по поверхні [1, 6], показує, що найбільш прийнятна функція аналогічна функції синус-перетворення при поданні ядра релаксації у вигляді дробово-експоненційної функції. В інтерпретації для даного випадку функція залежності зсувних навантажень від відносної швидкості має вигляд:

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V'_{12}}{\delta V''_{12} + \beta V'_{12} + \lambda_1 p}, \quad (5)$$

де  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$  – коефіцієнти, що враховують стан поверхні контактуючих тіл, тривалість контакту, спосіб прикладання навантаження і т. д.;  $\lambda_1$  – коефіцієнт, що враховує пружні характеристики матеріалу, величину та характер розподілу виступів шорсткості контактуючих поверхонь:

$$\lambda_1 = \frac{\eta_1'}{E_1} + \frac{\eta_2'}{E_2}, \quad (6)$$

$\eta_1'$ ,  $\eta_2'$  – безрозмірні коефіцієнти, що враховують параметри шорсткості поверхні.

Вираз (7) характеризує залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного зміщення прилеглих шарів контактуючих тіл:

$$f = \mu_0 \cdot \frac{\alpha V'_{12}}{\delta V''_{12} + \beta V'_{12} + \lambda_1 p}. \quad (7)$$

Експериментальні дослідження дозволяють вимірювати залежність коефіцієнта зчеплення від відносної швидкості руху будь-яких точок контактуючих тіл. Для пари колесо-рейка такими точками можуть бути обід колеса і головка рейки.

Площина прикладення тягового зусилля зазвичай не збігається з площиною контакту, відбувається складне деформування контактуючих тіл. Тому при вивченні процесу взаємодії контактуючих тіл необхідно враховувати також конструктивні особливості і пружні характеристики контактуючих тіл в цілому. Особливо це важливо при вивченні процесу взаємодії рухомих тіл.

Розглянемо найбільш простий і загальний випадок контактування двох тіл. Для цього виділимо на ділянці контакту смужку шириною  $\Delta$  і довжиною  $2a$  (рис. 2), умовна висота прикладення рухомого зусилля до одного тіла –  $h_1''$ , до іншого –  $h_2''$ .

Зміщення шарів на відстань  $x$  від початку площадки контакту (щодо площини контакту):

$$U_1'' = \frac{2\sigma_1 h_1''}{E_1}, \quad U_2'' = \frac{2\sigma_2 h_2''}{E_2}, \quad (8)$$

де  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  – розтягуючі зусилля в площині прикладення сили  $Q_{xy}$ .

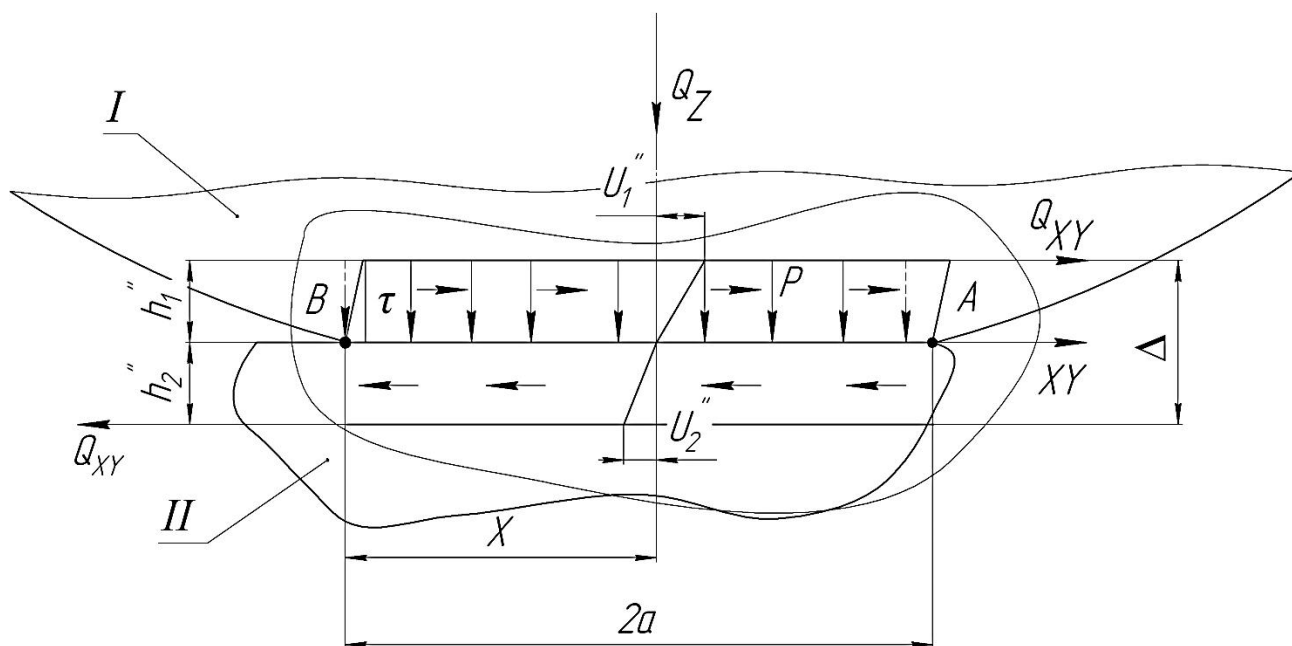


Рис. 2. Розрахункова схема взаємодії реальних контактуючих тіл

Або, враховуючи, що  $\sigma = \frac{0}{2h} \int_0^x \tau dx$  при  $\tau = const$ , отримуємо:

$$U_1'' = \frac{\tau x}{E_1}, \quad U_2'' = -\frac{\tau x}{E_2}.$$

У більш загальному випадку:

$$U_1'' = \frac{\eta_1'' \tau x}{E_1}, \quad U_2'' = -\frac{\eta_2'' \tau x}{E_2}, \quad (9)$$

де  $\eta_1''$  і  $\eta_2''$  – безрозмірні коефіцієнти, що враховують конструктивні особливості контактуючих тіл.

Відносне зміщення точок у площинах додатку зусилля  $Q_{xy}$ :

$$U''_{12} = U''_1 - U''_2 = \left( \frac{\eta''_1}{E_1} + \frac{\eta''_2}{E_2} \right) \tau x. \quad (10)$$

Позначаючи  $\lambda_2 = \frac{\eta''_1}{E_1} + \frac{\eta''_2}{E_2}$ , маємо  $U''_{12} = \lambda_2 \tau x$ .

Перекочування одного тіла по іншому (режим вільного кочення колеса) зі швидкістю  $V$  еквівалентно переміщенню площадки контакту з тією ж швидкістю, що призводить до відомої залежності  $\frac{dx}{dt} = V$ . Тоді з останнього виразу швидкість відносної пружної деформації контактуючих тіл має вигляд:

$$V = \frac{dU''_{12}}{dt} = \lambda_2 \tau V. \quad (11)$$

Повна швидкість відносного зміщення контактуючих тіл:

$$V_{12} = V'_{12} + V''_{12}, \quad (12)$$

Звідки  $V'_{12} = V_{12} - V''_{12}$ , що після підстановки у вираз (7) з урахуванням (11) дає:

$$\tau = \mu_0 p \cdot \frac{\alpha(V_{12} - \lambda_2 \tau V)}{\delta(V_{12} - \lambda_2 \tau V)^2 + \beta(V_{12} - \lambda_2 \tau V) + \lambda_1 p}. \quad (13)$$

Значення  $\tau$  можна визначити з рівняння:

$$\delta \lambda_2^2 V^2 \tau^3 - (2\delta V_{12} + \beta) \lambda_2 V \tau^2 + (\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \mu_0 p \alpha \lambda_2 V) \tau - \mu_0 p \alpha V_{12} = 0. \quad (14)$$

Аналіз виразу (15) показує, що внаслідок малості значень  $\tau$  і  $\lambda_2$  першими двома членами рівняння можна знехтувати. Тоді:

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V_{12}}{\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V}. \quad (15)$$

До сьогодні головними факторами, що приймалися при аналізі роботи пар тертя, були допускаючи зусилля при взаємному механічному контакті та здатність матеріалу чинити їм опір. Підвищення нормального зусилля  $Q_z$  відповідно чиннику пропорційності коефіцієнта зчеплення (2), приводить до збільшення передаваного тангенціального зусилля  $Q_{xy}$ .

Проте, таке підвищення маси обмежується величиною допустимого контактного стиснення колеса і рейки та максимальним навантаженням на рейку при заданій відстані між шпалами. Вважалось [2, 4], що опір зносу залежить від складу матеріалу пари тертя, але при цьому не враховувалася структура матеріалу, тим більше, ігнорувалася зміна структури в процесі тертя.

Встановлено [2, 8], що контакт реальних твердих тіл дискретний і відбувається в окремих плямах, в області яких при ковзанні тіл один по одному відбувається тертя матеріалів з виділенням тепла. При цьому можливі істотні зміни властивостей матеріалів поверхневих шарів, що впливають на їх фізичні і механічні властивості. Тому, можна припустити, що температура тертя є одним з визначальних критеріїв в оцінці фрикційних властивостей і зносу пари колесо-рейка, і залежить, як від навантаження в контакт, так і швидкості ковзання.

Підвищення температури істотно впливає на такі механічні характеристики конструкційних матеріалів, як повзучість і тривала міцність. Повзучість супроводжується релаксацією напруження – мимовільним зменшенням напруження з часом при незмінній деформації. Швидкість релаксації напруження зростає при підвищенні температури. Температурний коефіцієнт лінійного розширення  $\alpha = \frac{1}{r} \frac{dr}{dT}$  і температурний коефіцієнт модуля пружності  $\eta = \frac{1}{E} \frac{dE}{dT}$  зв'язані між собою співвідношенням  $\eta + \alpha \cdot m = 0$  або  $(\eta/\alpha) = -m = const$ , де  $r$  і  $m$  – постійні, що характеризують параметри кристалічної решітки [10].

На рис. 3 представлена залежність, що описує вплив температури на безрозмірний модуль пружності матеріалу. У літературі відомий наступний опис цієї залежності [6]:

$$E = E_0 \exp \left[ \alpha_1 \left( 1 - \frac{T_{\Pi} - T_0}{T_{\Pi} - T} \right) \right], \quad (16)$$

де  $E_0$  – модуль пружності при нормальній температурі  $T_0$ , Па;  $T_{\Pi}$  – температура пластичності сталі, °C;  $\alpha_1$  – коефіцієнт пропорційності.

З цього виходить, що із збільшенням температури  $E$  зменшується, і, отже, зменшується значення коефіцієнта зчеплення. Також із збільшенням температури зменшується значення напруження зсуву. Вираз (15) дає пояснення цьому факту. Як впливає з (6), коефіцієнти  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  зворотно пропорційні модулям пружності.

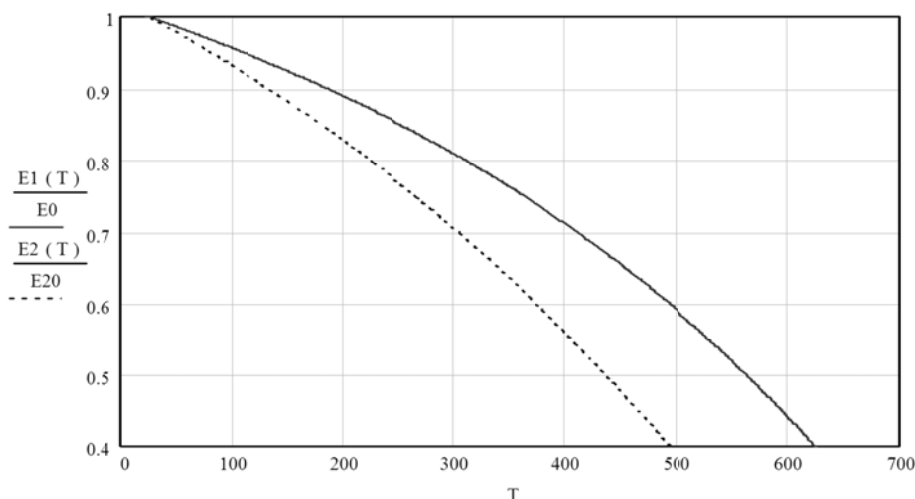


Рис. 3. Залежність безрозмірного модуля пружності від температури:  
— для нержавіючої сталі; - - - для вуглецевої сталі

При дослідженні процесу контакту колеса з рейкою цей факт може грати велике значення, оскільки температура поверхонь в центрі плями контакту може перевищувати температуру навколишнього середовища на декілька сотень градусів [9], і при високих температурах,

незважаючи на короткий термін її дії, метал розм'якшується, що призводить до його відриву від поверхні. При охолодженні відірвані частки в силу своєї невеликої маси отримують високу твердість, що врешті являють собою абразив, який формує поверхню тертя та створює умови для підвищення коефіцієнту тертя, діючи як додатковий чинник зростання тягового зусилля.

Існування двох максимумів на характеристиці зчеплення є практично загальновизначним в теорії зчеплення, який використовується для створення алгоритму роботи сучасних швидкодіючих систем протиюзного захисту магістрального і комунального залізничного транспорту [11].

Враховуючи дискретний характер формування плями контакту (рис. 1), введемо у вираз для коефіцієнта зчеплення «кулонівський двочлен»  $1 + \frac{kS_{\phi}}{p}$ , який визначає вплив тиску  $p$  по площадці контакту і величину  $S_{\phi}$  фактичної площадки контакту. З урахуванням цього вираз (15) можна представити як:

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V_{12} (1 + \frac{kS_{\phi}}{p})}{\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V (1 + \frac{kS_{\phi}}{p})} \quad (17)$$

Як випливає з виразу (17), залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного руху  $V_{12}$  та пружних характеристик матеріалу має вигляд, представлений на рис. 4. Тобто є ділянка пружної взаємодії, що характеризується зростанням  $f$  зі збільшенням  $V_{12}$  (зона пружного ковзання), і ділянка відносного проковзування тіл (зона непружного ковзання), що призводить до зменшення  $f$ .

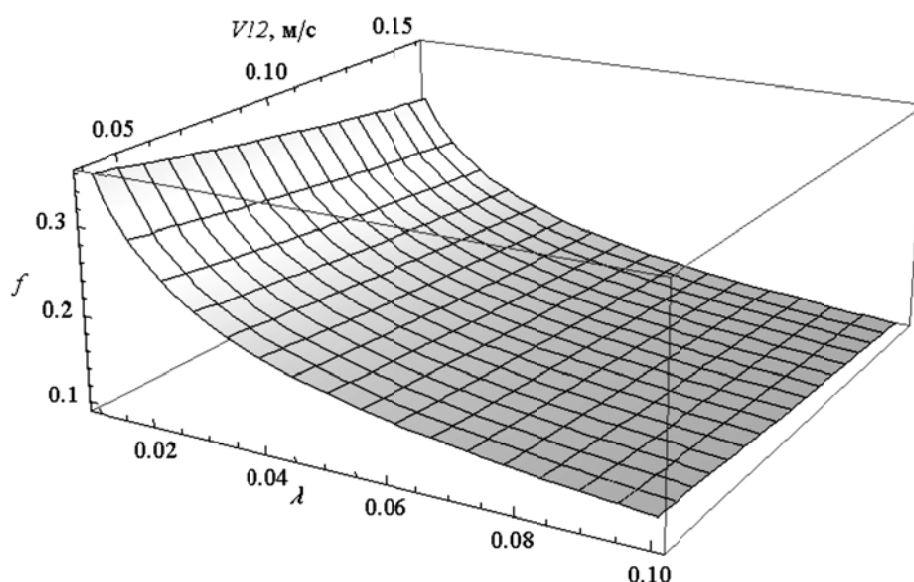


Рис. 4. Залежність коефіцієнту зчеплення  $f$  від швидкості відносного ковзання  $V_{12}$  та пружних характеристик матеріалу  $\lambda$

Максимальне значення коефіцієнта  $f$  буде мати місце при швидкості відносного руху контактуючих тіл:

$$V_{12} = \sqrt{\frac{\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V}{\delta}}$$

Тоді:

$$f_{\max} = \mu_0 \alpha \frac{-\beta + 2\sqrt{\delta(\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V)}}{4\delta(\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V) - \beta^2}. \quad (18)$$

## ВИСНОВКИ

Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху контактуючих тіл (руху колеса по рейці) (рис. 4) показує, що значення коефіцієнта зчеплення  $f$  при зростанні швидкості відносного руху  $V_{12}$  зменшується за криволінійним законом, що також відповідає результатам експериментальних досліджень [12, 13]. Подальше зростання  $V_{12}$  призводить до раптового зниження коефіцієнта зчеплення  $f$  та зриву зчеплення, підвищенню температури в зоні контакту, що також сприяє зниженню тягових властивостей локомотива.

Разом з тим, температура поверхонь в центрі плями контакту може суттєво перевищувати температуру навколишнього середовища, і при високих температурах, незважаючи на короткий термін її дії, метал розм'якшується. Це призводить до відриву часток від поверхонь ланок контактуючої пари. Відірвані частки різко охолоджуються, в силу їх невеликої маси, набуваючи високої твердості. З часом вони перетворюються в абразив, який формує поверхню тертя та створює умови підвищення коефіцієнту тертя, діючи як додатковий чинник зростання тягового зусилля і зменшення енергетичних втрат в парі колесо – рейка.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Исаев И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами [Текст] / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.
2. Крагельский И. В. Трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 276 с.
3. Кузнецов Б. А. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия колеса с рельсом [Текст] / Б. А. Кузнецов и др. // Вопросы рудничного транспорта. – М. : Госгортехиздат, 1960. – Вып. 4. – С. 244–269.
4. Лужнов Ю. М. Физикохимия сцепления / Ю. М. Лужнов / Тр. III конгресса Евротриб-81. – Варшава, 1981. – Вып. 1. – С. 315–325.
5. Медель В. Б. Взаимодействие электровоза и пути [Текст] / В. Б. Медель. – М. : Транспорт, 1956. – 335 с.
6. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей [Текст] / Д. К. Минов. – М. : Транспорт, 1965. – 266 с.
7. Ренгевич А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А. А. Ренгевич; под. ред. Н. С. Полякова // Вопросы рудничного транспорта. – М., 1961. – Вып. 5. – С. 227–247.
8. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей [Текст] / Н. Б. Демкин. – М. : Изд. АН СССР, 1962. – 111 с.
9. Костюкевич А. И. Экспериментальное исследование коэффициента трения при качении со скольжением / А. И. Костюкевич // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2011. – № 4 (158). – Ч. 1. – С. 14–19.
10. Беляев Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – Глав. ред. физ-мат. лит.: Наука, 1976. – 608 с.
11. Асадченко В. Р. Реализация свойств сцепления колес с рельсами при избыточном скольжении в режиме торможения [Текст] / В. Р. Асадченко // Эксплуатация автотормозного оборудования грузового и пассажирского подвижного состава. – М. : Транспорт, 1989. – С. 47–52.
12. Зиборов К. А. Условия образования и реализации силы сцепления рабочих поверхностей контактирующей пары «колесо-рельс» / И. А. Таран, К. А. Зиборов // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 6. – С. 62–64.
13. Зиборов К. А. Относительное проскальзывание колеса и рельса при наличии промежуточной среды / И. А. Таран, К. А. Зиборов // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 7. – С. 62–64.

Стаття надійшла до редакції 09.12.2011 р.