

$t_{\delta} = 29$ с; $\dot{\Delta}_1 = 25$ °С; $\dot{\Delta}_2 = 240$ °С. Для диска, изготовленного из стали 45 НВ 415, $a_1 = 1,3 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $a_2 = 6,7 \cdot 10^{-8}$ м²/с; $\lambda_1 = 4,5 \cdot 10^1$ Вт/(м·°С); $\lambda_2 = 5,1 \cdot 10^{-1}$ Вт/(м·°С); $c_1 = 461$ Дж/(кг·°С); $c_2 = 963$ Дж/(кг·°С); $\sigma_1 = 44$ Вт/(м²·°С); $\sigma_2 = 8$ Вт/(м²·°С). Для диска, изготовленного из серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200, $a_1 = 1,7 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\lambda_1 = 6,3 \cdot 10^1$ Вт/(м·°С); $c_1 = 502$ Дж/(кг·°С); $\sigma_1 = 44$ Вт/(м²·°С). Тогда максимальная температура в конце третьего торможения на поверхности трения тормозного диска из стали 45 НВ 415 $\dot{\Delta}_1 = 198$ °С, а на поверхности трения тормозного диска из серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200 – $\dot{\Delta}_1 = 206$ °С. Таким образом, с учетом зависимостей, приведенных в работе [7], в специфических шахтных условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения многосекторного диска не превысит допустимое значение.

Выводы

1. На основе математического моделирования рациональных параметров основных элементов дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском определены максимальная температура и наибольшее давление на его рабочей поверхности.

2. Установлено, что при выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском в специфических шахтных условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения составит не более 206°С, т.е. не превысит допустимое значение.

Список литературы

1. Проців В.В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування [Текст] / В.В. Проців // Наук. вісн. НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76–83.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / М.П. Александров – М.: Высш. шк., 2000. – 552 с.
3. Проців В. В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки [Текст] / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Зб. наук. праць НГУ. – 2010. – № 34. – Т. 2. – С. 160 – 171.
4. Белобров В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин [Текст] / В.И. Белобров, В.Ф. Абрамовский, В.И. Самуся – К.: Наук. думка, 1990. – 176 с.
5. Мона А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском [Текст] / А.Г. Мона // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2003. – Вип. 71. – С. 75–82.
6. Проців В.В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения [Текст] / В.В. Проців, А.Г. Мона // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231-236.
7. Сердюк А.А. Температурные и фрикционные характеристики дискового тормоза в условиях повышенного содержания пыли и влаги [Текст] / А.А. Сердюк, А.Г. Мона // Сб. науч. тр. НГУ. – 2003. – Т. 2, №17. – С. 246–250.
8. Мона А.Г. Интегрирование дифференциального уравнения теплопроводности для определения тепловой нагруженности дискового тормоза шахтного локомотива [Текст] / А.Г. Мона // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.

Рекомендовано до друку проф. Шкрабцем Ф.П.

УДК 622.625.28

В.В. Проців, д-р техн. наук

(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»)

ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ПОТЯГУ НА НЕБЕЗПЕЧНІЙ ДІЛЯНЦІ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ

Вступ. Істотне підвищення показників роботи транспорту на горизонтальних гірничих виробках шахт України, де головним є локомотивний, можливе, перш за все, за рахунок використання важких багатотиснісних локомотивів, здатних надійно працювати на шахтній колії із суттєвою недосконалістю в плані та профілі. Для гальмування шахтних поїздів використовують колісно-колодокові, дискові осьові й трансмісійні, а також рейкові гальма (магнітні й гравітаційні), що встановлені на електровозі. Найперспективні-

шим з існуючих нині шахтних локомотивів є шарнірно-зчленований електровоз Е10 [1], що оснащений усіма вище переліченими системами гальмування, а також має сучасну систему керування тяговими двигунами постійного току.

Небезпечними ділянками рейкової колії на вугільних шахтах України є порівняно недовгі спуски перед навколостовбурним двором, де шахтний потяг транспортує склад навантажених вагонеток. Такі ділянки найчастіше мають поздовжній ухил колії, що перевищує 35 ‰, а інколи й досягає дозволеної межі в 50 ‰. Але у разі потреби екстреного гальмування шахтний локомотив повинен зупинити потяг на межі, не перевищивши гальмівний шлях у 40 м, що обмежений [2].

Метою роботи є математичне моделювання процесу гальмування шахтного шарнірно-зчленованого електровоза Е10 із складом навантажених вагонеток на заздалегідь визначеній небезпечній ділянці із значним поздовжнім ухилом.

Завдання роботи – теоретичне визначення можливості гальмування на відрізку східного відкочувального штреку шахти «Тернівська» ДТЕК «Павлоградвугілля».

Виклад матеріалу дослідження. Повне уявлення про можливість шахтного локомотива транспортувати склад вагонеток можливо отримати тільки при моделюванні його руху по реальній ділянці шахтної рейкової колії з усіма її викривленнями в плані і профілі, а також з довгими і короткими, систематичними і локальними недосконаlostями. Прикладом такої ділянки може бути стометровий відрізок східного відкочувального штреку шахти «Тернівська» ДТЕК «Павлоградвугілля». На рис. 1 наведені функції зміни радіуса R кривизни в плані (див. рис. 1, *a*), ширини рейкової колії s_p (див. рис. 1, *б*), поперечного ухилу рейкової колії i_s (див. рис. 1, *в*), а також поздовжнього ухилу шляху i_p (див. рис. 1, *г*) по довжині цієї ділянки колії.

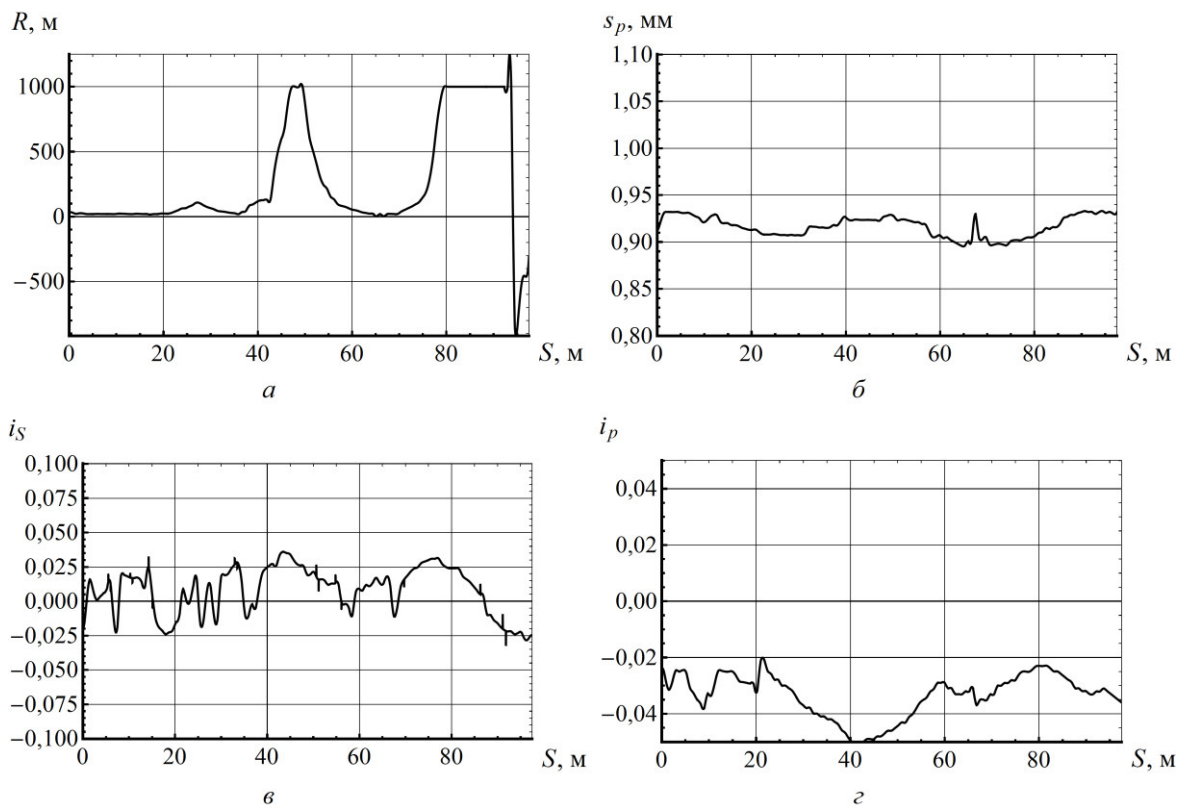


Рис. 1. Графіки змін параметрів викривлення в плані та профілі по довжині ділянки реальної шахтної рейкової колії

Зазначені функції отримані апроксимацією в програмному комплексі Wolfram Mathematica 8 виміряних в шахтних умовах (за методикою автора) геометричних параметрів шляху. Рейки чисті, тому приймають максимальне значення коефіцієнта зчеплення – 0,17.

Крім того, ділянка колії, яка розглядається, містить одиничні нерівності, які здатні викликати зрив зчеплення коліс локомотива з рейками і спровокувати зменшення значень гальмівних сил при використанні колісно-колового, дискових осьового і трансмісійного гальм. Графіки розміщення таких нерівностей по довжині шляху, а також їх величини наведено на рис. 2.

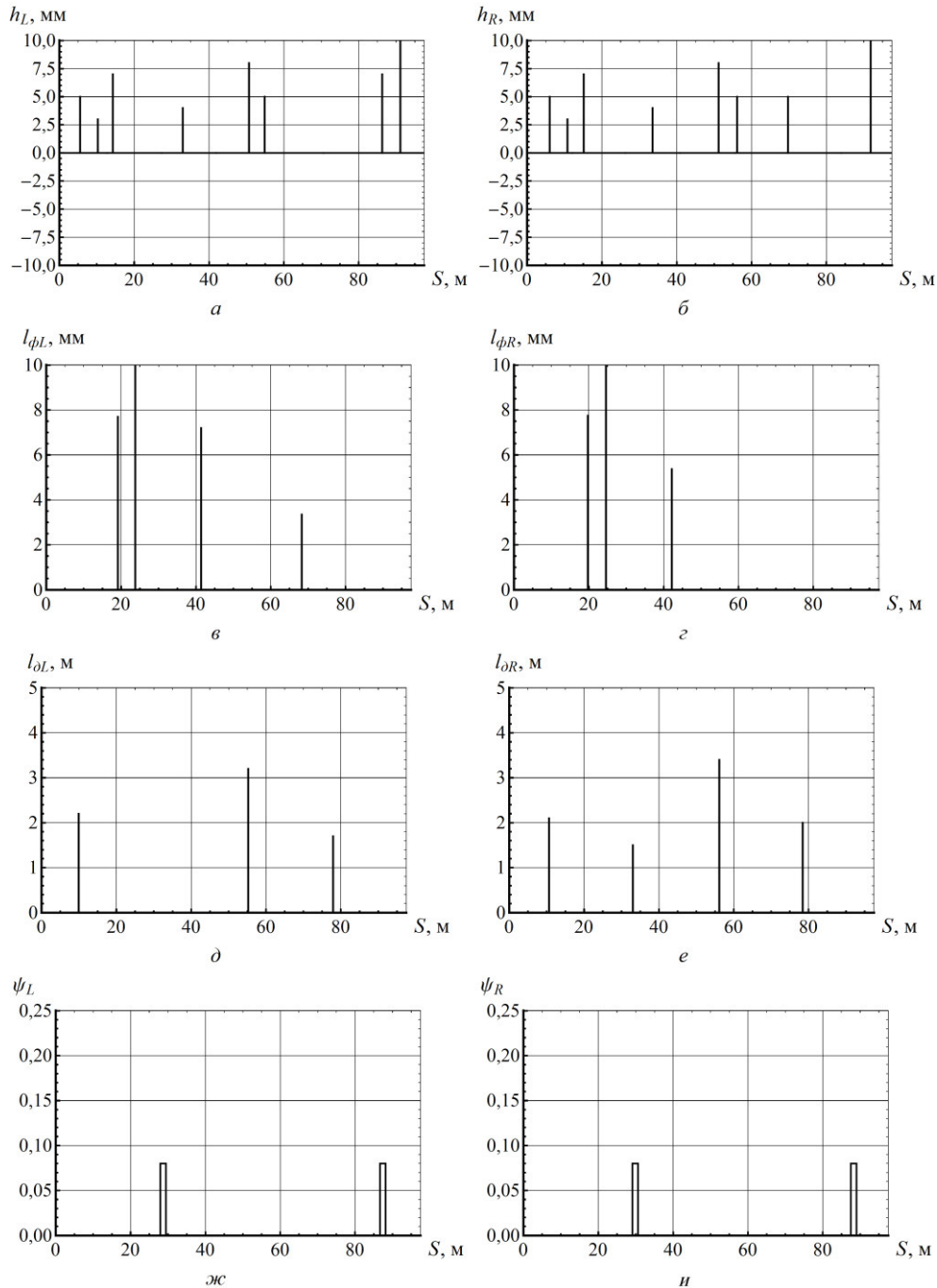


Рис. 2. Графіки зміни параметри одиничних нерівностей ділянки рейкової колії:
a – сходишки рейкового стику на лівій рейці h_L ; **б** – сходишки рейкового стику на правій рейці h_R ;
в – відстані між точками дотику рейок з колесом на лівій рейці $l_{\phi L}$;
г – відстані між точками дотику рейок з колесом на правій рейці $l_{\phi R}$;
д – довжини локального просідання на лівій рейці $l_{\partial L}$;
е – довжини локального просідання на правій рейці $l_{\partial R}$;
ж – зміни коефіцієнта зчеплення на лівій рейці ψ_L ;
и – зміни коефіцієнта зчеплення на правій рейці ψ_R

Зазначені недосконалості на даній ділянці колії зустрічаються спільно і мають різні значення параметрів. Спостерігаються також недосконалості шляху, що впливають на величину гальмування локомотива магніторейковими і гравітаційними рейковими гальмами (див. рис. 3).

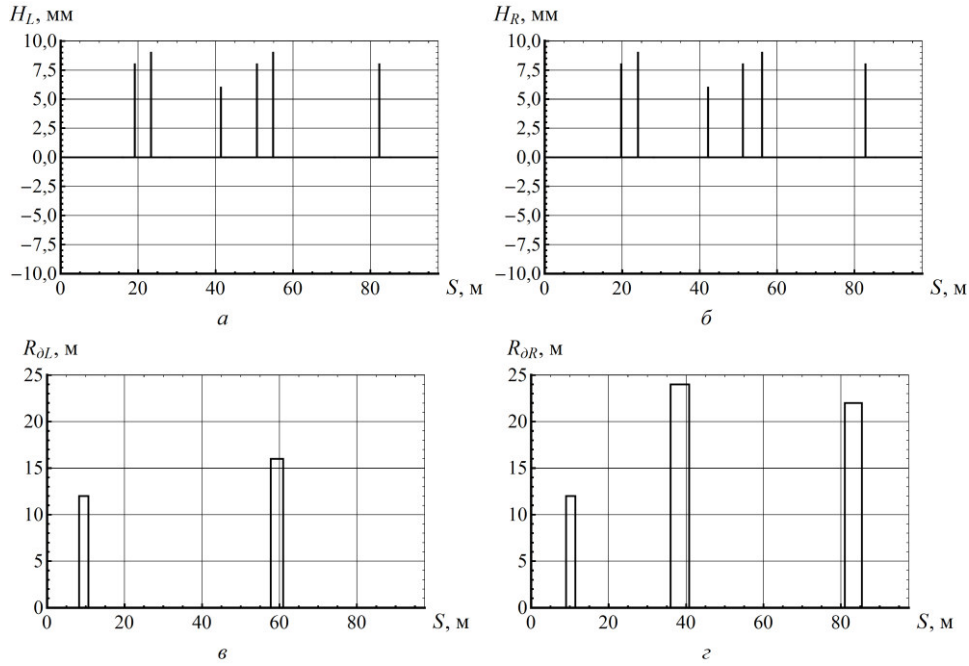


Рис. 3. Графіки параметрів одиничних нерівностей ділянки рейкової колії, що впливають на гальмування рейковими гальмами:
a – сходишки просідання кінців рейкового стику на лівій рейці H_L ;
б – сходишки просідання кінців рейкового стику на правій рейці H_R ;
v – радіуса локального прогину лівої рейкової нитки R_{DL} ;
z – радіуса локального прогину правою рейкової нитки R_{DR}

На криволінійний рух шахтного потяга істотно впливає додатковий опір руху причіпної частини, тобто опір складу вагонеток, обумовлений через середній питомий опір завантаженої вагонетки залежно від радіуса шляху під нею в плані (див. рис. 4).

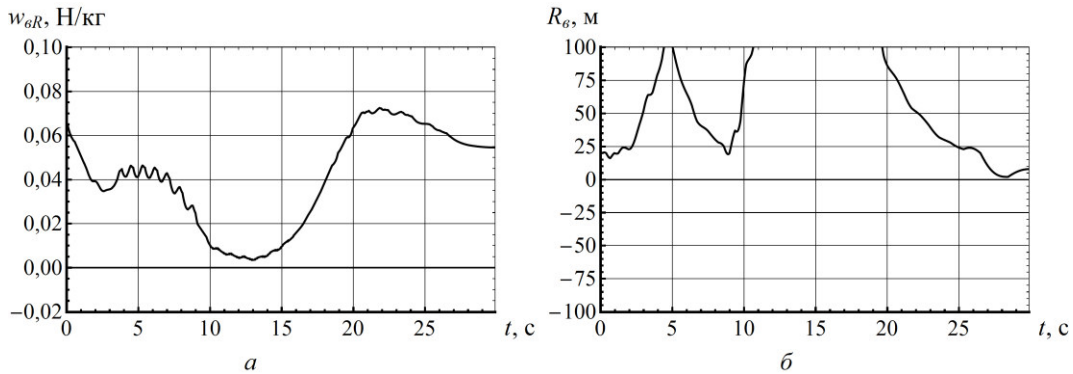


Рис. 4. Графіки зміни середнього питомого опору руху w_{eR} завантаженої вагонетки ВГЗ,3 (*a*) та середнього радіуса кривизни шляху під складом вагонеток від часу гальмування: R_g (*б*)

З рис. 4 видно, що зі зменшенням радіуса кривизни шляху питомий опір ділянки кривої, що діє на вагонетку, збільшується і розглядається як гальмівна сила, що зупиняє шахтний потяг. Однак шарнірно-зчленений локомотив Е10 зі складом із семи навантажених вагонеток, що рухаються зі швидкістю 2,5 м/с, не зможе зупинитися на описаній раніше ділянці колії, що не перевищує допустимі 40 м [2], якщо гальмування виконується тільки дисковими осьовими гальмами з гальмівним моментом у 1255 Н·м. Дійсний гальмівний шлях складе 46,8 м, а займе це 28,6 с. Приблизно на сороковому метрі розглянутої ділянки поздовжній ухил рейкової колії (див. рис. 1, *z*) різко зростає до максимального дозволеного значення – 50 ‰. Тому на рис. 5, *ж* із сьомої по п'ятнадцяту секунду утворився провал, тобто – швидкість не тільки не знижувалася, а й навіть зростала.

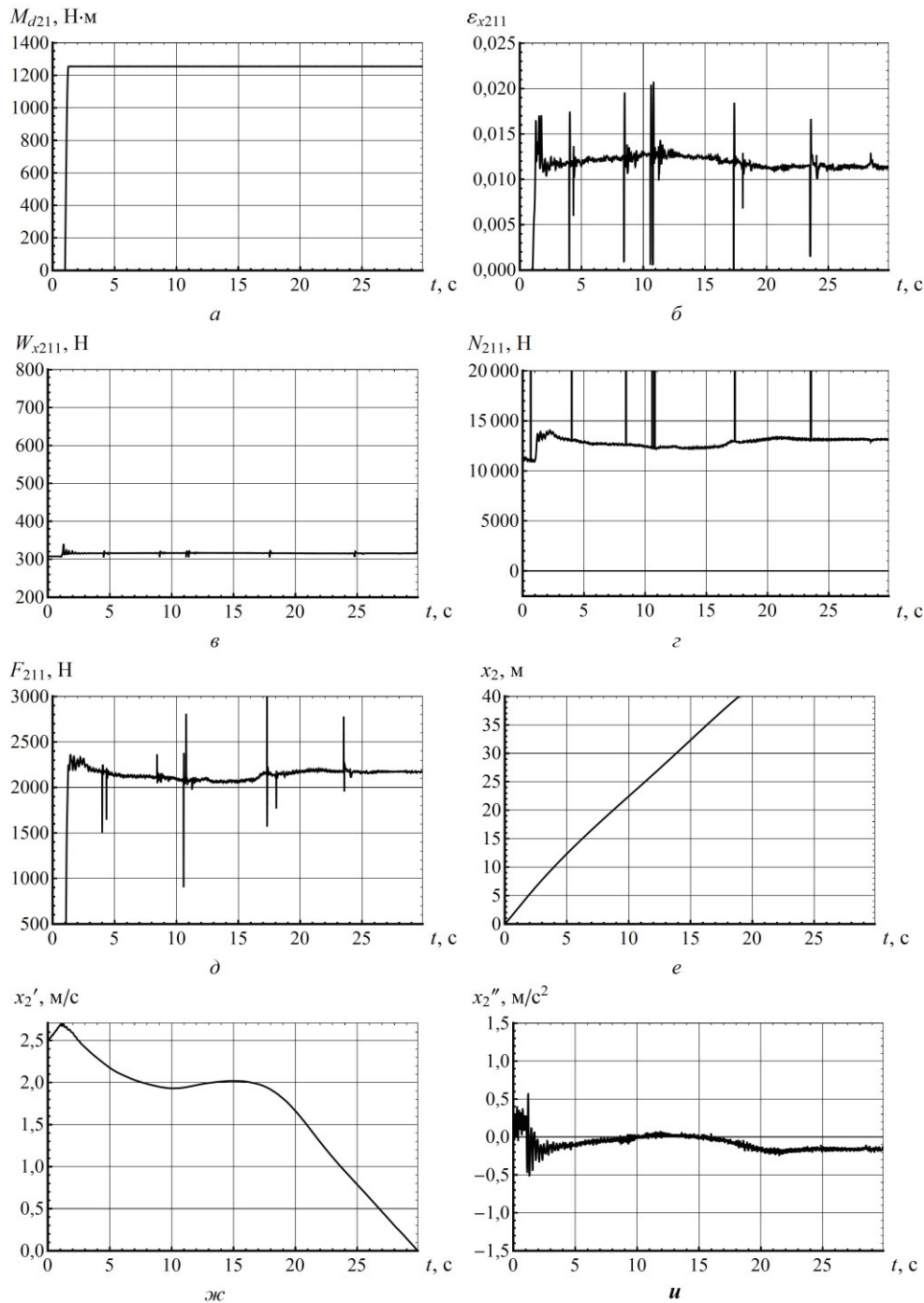


Рис. 5. Графіки зміни параметрів гальмування від часу на ділянці колії тільки дисковими осьовими гальмами: *а* – гальмівного моменту M_{d1} на дисковому трансмісійному гальмі другої тягової секції; *б* – відносного ковзання ε_{211} лівого колеса першої колісної пари другої тягової секції; *в* – сили опору руху W_{x211} того ж колеса; *г* – реакції рейки N_{211} під тим самим колесом; *д* – гальмівної сили F_{211} на тому ж колесі; *е* – переміщення x_2 тягової секції; *ж* – швидкості x_2' тягової секції; *и* – прискорення x_2'' тягової секції

Це видно і на рис. 5, *и*, де прискорення тягової секції локомотива стало практично нульовим або навіть злегка позитивним. Численні нерівності колії викликали коливання відносного ковзання коліс локомотива (див. рис. 5, *б*) і вертикальних реакцій рейок під ними (див. рис. 5, *г*), що в свою чергу змінило діюче значення гальмівних сил (див. рис. 5, *д*).

Щоб зменшити гальмівний шлях необхідно збільшити гальмівні сили, що діють на потяг. Це можливо зробити, приклавши додатково до дискових осьових гальм, наприклад, магніторейкові. Якщо відра-

зу одночасно включити всі їхні 12 секцій, то можна домогтися зупинки через 10,2 м за 6,6 с дійсного гальмування. Характеристичні графіки цього процесу наведено на рис. 6 (параметри гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці дотику колеса з рейкою) і рис. 7 (параметри гальмування магніторейковими гальмами).

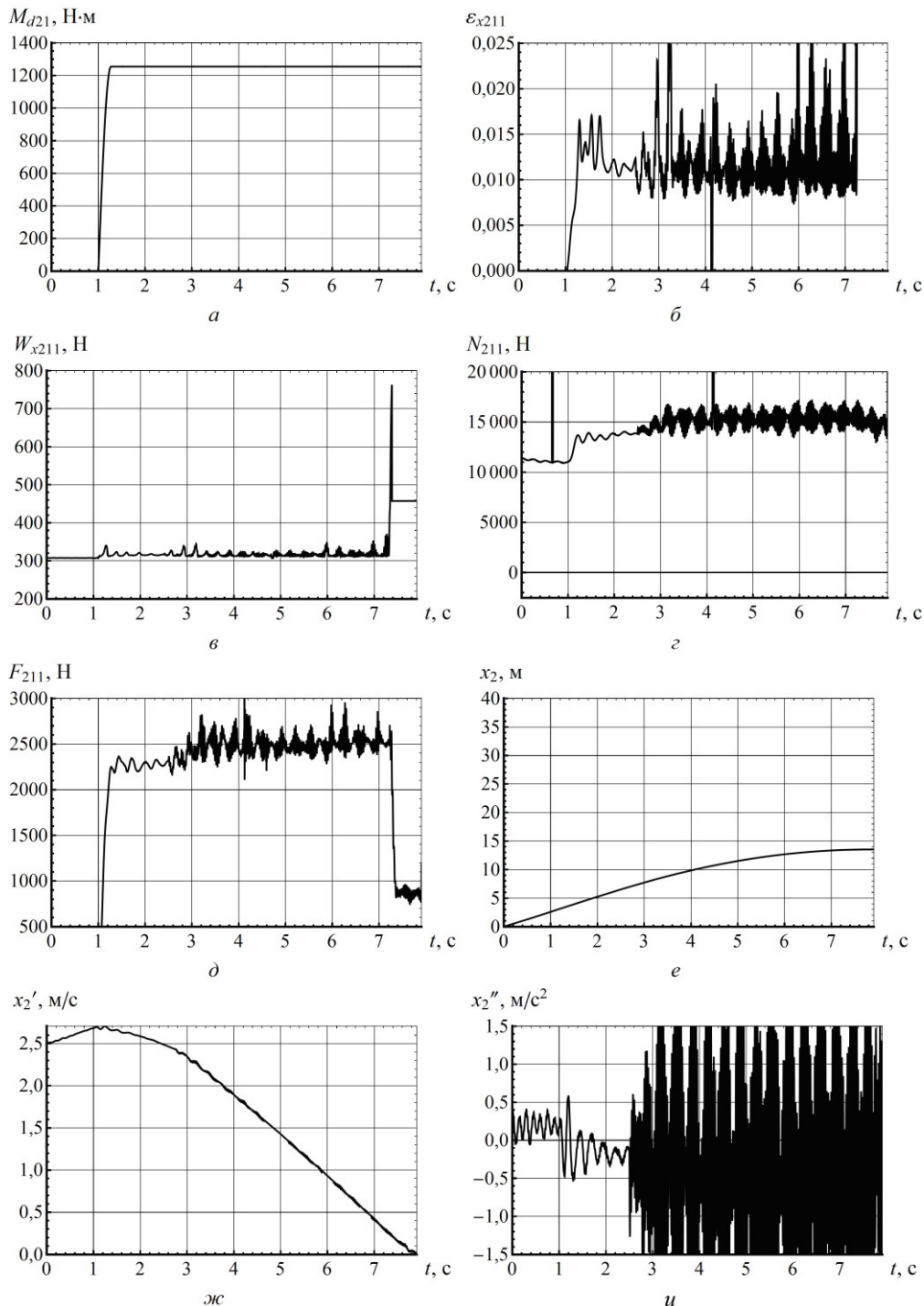


Рис. 6. Графіки параметрів гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом (спільно дисковими осьовими і магніторейковими гальмами) від часу на ділянці колії; тут прийняті такі ж позначення, як і на рис. 5

Включення магніторейкових гальм суттєво змінює картину гальмування шахтного потяга. Відносно ковзання коліс (див. рис. 6, б) стає більш суттєвим з періодичним підвищенням його значень більш ніж на 25 % аж до повного зриву зчеплення на восьмій секунді руху. Реакції рейок під колесами локомотива зростають завдяки ефекту довантаження магніторейкових гальм (наприклад, сила збільшилася з 1 300 до

1 500 Н, див. рис. 6, *з*). Тому гальмівна сила на цьому колесі зростає з 2 200 до 2 500 Н (див. рис. 6, *д*). Швидкість зупинювання потяга (див. рис. 6, *ж*) змінюється із сіпаннями, які обумовлені значними знакозмінними коливаннями поздовжнього прискорення (уповільнення) тягових секцій локомотива (див. рис. 6, *и*).

Використання первинного заліза як матеріалу для виготовлення елементів магнітної системи і полюсних наконечників магніторейкових гальм підвищило діюче значення коефіцієнта тертя ковзання по доріжці катання рейки. Це дозволяє отримувати більшу силу тертя, що реалізується секцією магніторейкового гальма (див. рис. 7, *б*), тобто у разі необхідності зупинки потяга на регламентованому гальмівному шляху достатньо було б включити тільки дві пари секцій (усього чотири з 12) магніторейкового гальма локомотива Е10. На цьому електровозі може бути також розміщена система контролю юза та буксування [4], що значно підвищує його тягово-гальмівні можливості.

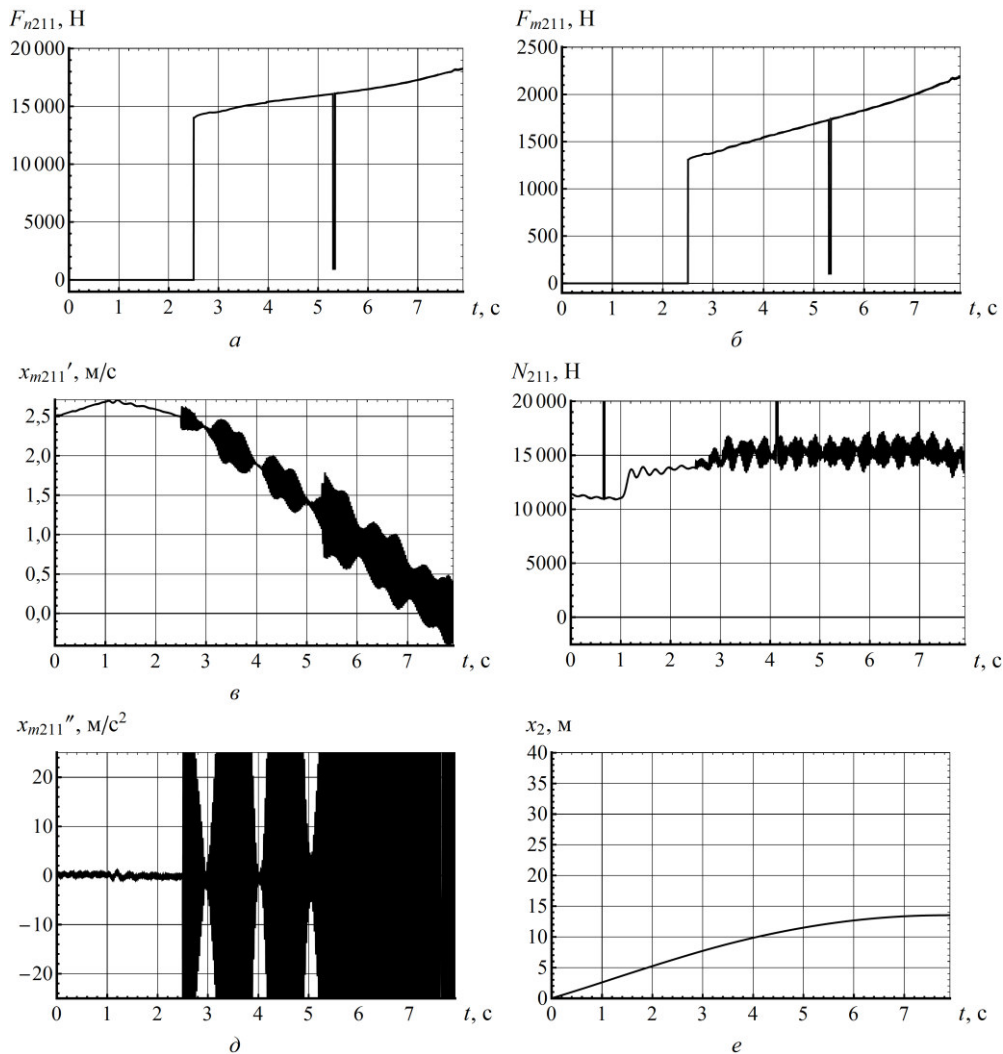


Рис. 7. Графіки зміни параметрів гальмування рейковими гальмами (спільно дисковими осьовими і магніторейковими гальмами) від часу на ділянці колії:

- a* – сили магнітного притягання F_{m211} ; *б* – гальмівної сили F_{m211} ;
- в* – швидкості гальмівної секції x'_{m211} ; *г* – реакції рейки під колесом N_{211} ;
- д* – прискорення гальмівної секції x''_{m211} ; *е* – переміщення тягової секції x_{211}

Якби гальмівні розрахунки виконувалися за традиційною методикою, як для локомотива, що не має пристрою контролю юза і буксування, то слід було б закладати мінімально можливе значення коефіцієнта зчеплення, яке може виявитися на шляху локомотива, щоб не викликати зрив зчеплення і вкрай небажане блокування коліс гальмівними пристроями. У цьому разі, враховуючи місцеві забруднення вологим вугільно-породним брудом, потрібно було б прийняти коефіцієнт зчеплення – 0,08. Однак тоді потяг із сімома вагонетками зупинити взагалі неможливо. Тільки склад з трьох вагонеток, що рухаються зі швид-

кістю 1 м/с, при гальмуванні осьовими дисковими гальмами (гальмівний момент 675 Н·м) зможе вклас-тися в нормативний гальмівний шлях (дійсний гальмівний шлях склав 36,7 м за 38,6 с). Але з викорис-танням усіх секцій магніторейкового гальма можна зупинити і потяг з п'яти вагонеток, що рухаються зі швидкістю 2,5 м/с на вказаній ділянці шляху.

Висновки. Сумісне використання на шахтному локомотиві гальм, що реалізують гальмівну силу у точці контакту колеса і рейки з рейковими гальмами дозволяє значно скоротити гальмівний шлях потягу у разі потреби екстреного гальмування.

Порівняльні розрахунки електровоза Е10 з акумуляторним АРВ10ГЕ і контактним К10, при гальму-ванні тільки наявними на них колісно-колодковими гальмами, дають перевагу локомотивам Е10 за галь-мівними характеристиками більш ніж у 3 рази.

Список літератури

1. Проців В. В. Моделювання гальмування шахтного локомотива гальмівними пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесах / В. В. Проців, О. С. Гончар // Форум гірників – 2010: матеріали міжнар. конфер. – Д., 2010. – С. 39 – 48.
2. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів у виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050: СОУ 10.1.001.85790.007:2006. – Затв. Мивуглепромом України 06.10.2006. – Вид. офіц. – К., 2006. – 47 с.
3. Волотковский С. А. Рудничная электровозная тяга / С. А. Волотковский. – М.: Недра, 1981. – 392 с.
4. Проців В. В. Застосування системи автоматичного контролю юза та буксування на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В.В. Проців, О.С. Гончар // Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 84. – С. 116 – 125.

Рекомендовано до друку проф. Блохіним С.Є.

УДК 621.313.333.001

В.М. Безрученко, А.В. Шаповалов, канд-ти тех. наук, Б.О. Гарцев

(Україна, Дніпропетровськ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна)

ТЕПЛОВІ ПАРАМЕТРИ АСИНХРОННИХ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ

Теорія нагріву розглядає електричну машину як однорідне тверде тіло, для якого відоме рівняння [1] набуває вигляду:

$$\sum p \cdot dt - A \cdot \tau \cdot dt = C \cdot d\tau, \quad (1)$$

де A – кількість тепла, що виділяє машина в оточуюче середовище за одиницю часу при різниці температур у 1°C ; C – повна теплоємність двигуна; $\sum p$ – сумарні втрати потужності у двигуні (тепловий потік); τ – перегрів, тобто перевищення температури тіла над температурою охолоджуючого повітря.

З рівняння (1) випливає, що коли $d\tau = 0$, то кінцевий перегрів визначається як

$$\tau_{\text{кн.}} = \frac{\sum p}{A}. \quad (2)$$

Як відомо, при кваліфікаційних випробуваннях визначають перегрів при різній витраті охолоджува-ного повітря, але при однаковому навантаженні на валу двигуна. Очевидно, у цьому разі сумарні втрати повітря $\sum p = \text{const}$, а величина тепловіддачі згідно з рівняння (2) буде обернено пропорційна перегріву, тобто

$$A \sim \frac{1}{\tau_{\text{кн.}}}. \quad (3)$$

Аналіз таких рівнянь для тягових двигунів постійного струму був зроблений у роботі [2], у резуль-таті чого було побудовано графік залежності тепловіддачі A у відносних одиницях від кількості охоло-