

В.В. Проців, О.Є. Гончар

ОЗНАКИ ПЕРЕХОДУ ЛОКОМОТИВА В ЮЗ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ ПРИБОРАМИ З ОБМЕЖЕНИМ ФРИКЦІЙНИМ МОМЕНТОМ НА КОЛЕСІ

V.V. Protsiv, O.Ye. Gonchar

SIGNS OF TRANSITION OF LOCOMOTIVE IN SKIDDING WHILE BRAKING BY DEVICES WITH LIMITED FRICTION MOMENT ON WHEEL

Проведено теоретичне дослідження шахтного шарнірно-зчленованого локомотива в режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою. Визначені умови блокування коліс гальмівним моментом, що перевищує фрикційні характеристики контакту, а також ознаки переходу локомотива в юз. Доведено, що різке зростання за 1 с відносного ковзання коліс по рейках з 1,5 до 50%, як і збільшення відносної розбіжності лінійних швидкостей коліс або різниці в кутових швидкостях обертання тягових двигунів секцій на 50 % є ознакою початку юза при гальмуванні системами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту коліс з рейками, і може бути використаний для виявлення моменту часу блокування коліс.

Ключові слова: шахтний локомотив, гальма, гальмівний момент, рівняння Лагранжу, юз

Вступ. На шахтних локомотивах встановлюють гальмівні пристрої, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки, проте їх використання поки обмежене коефіцієнтом зчеплення, істотно залежним від забрудненості рейкової колії [1]. Конструктори та експлуатаційники вимушені закладати в розрахунки мінімальну величину коефіцієнта зчеплення, оскільки під час екстреного гальмування складу навантажених вагонеток на найбільшому ухилі колії (до 50 %) [2] локально присутні вугільний пил, волога та агресивне повітряне середовище можуть суттєво його знизити. Особливо важливе це при використанні важких шарнірно-зчленованих локомотивів, що мають значні можливості по тязі, проте не здатні забезпечити гарантовану зупинку складу навантажених вагонеток на керівному ухилі. Прикладання ж надмірно великого гальмівного моменту [3] може привести до сходу локомотива із складом вагонеток з рейок на високій швидкості, а значить до людських жертв, втрат робочого часу та витрат на відновлення колії і рухомого складу. Тому пошук ознак початку появи юза – важливе науково-виробниче завдання.

Метою цієї роботи є моделювання процесу гальмування модернізованого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива Е10 дисковим осьовим (розташованим на осі колісної пари) гальмом прикладанням гальмівних моментів, величина яких призводить до зриву зчеплення в точці контакту колеса та рейки. **Завданням роботи** є теоретичне визначення ознак переходу локомотива в режим юза при гальмуванні моментом, що перевищує максимально можливий, з використанням різних гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу через колеса, шляхом розв'язання системи рівнянь Лагранжа другого роду.

Виклад матеріалу дослідження. Розрахункова схема динамічної моделі [4] гальмування локомотива Е10 із складом навантажених вагонеток на рейковій колії з подовжнім ухилом наведена на рис. 1. До дру-

гої по ходу руху тягової секції 1 прикладена сила на зчепленні F_c від складу навантажених вагонеток. Середня секція 2 сполучає її з першою тяговою секцією 3, а рама середньої секції представлена у вигляді пружно-дисипативного стрижня, що працює на стиснення. Колеса з півосями та зубчасте колесо другого ступеня осьового редуктора (з приведеними до нього масами і моментами інерції решти елементів трансмісії) мають обертання навколо власних осей.

Короткий карданний вал в тягових секціях, що сполучає вал тягового двигуна з осьовим редуктором найближчої колісної пари, а також довгий карданний вал, що з'єднує перший осьовий редуктор з осьовим редуктором другої колісної пари, представлені у вигляді пружно-дисипативних зв'язків, що працюють на кручення. Тут і далі для позначення змінних прийняті наступні основні та додаткові нижні індекси, що визначають приналежність змінної до об'єкта математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), при чому 1 позначена перша по ходу руху у напрямі осі $O\xi$ секція. Вона оснащена циліндровим шарніром для спірання середньої секції на тягову. Секція 2 сполучена з середньою секцією локомотива сферичним шарніром; in – до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), причому 1 позначена ближня до голови потягу колісна пара; inj – до коліс in -ї пари, пружних і дисипуючих елементів ($j = 1, 2$), причому 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колеса; ins – до колісно-колоткового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), причому 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колодки; ind – до дискового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($d = 1, 2$) при цьому 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колодки; id – до дискового гальма, встановленого в трансмісії i -ї секції, при чому 1 позначені ближні у напрямку до голови потягу колодки; it – до валу тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції.

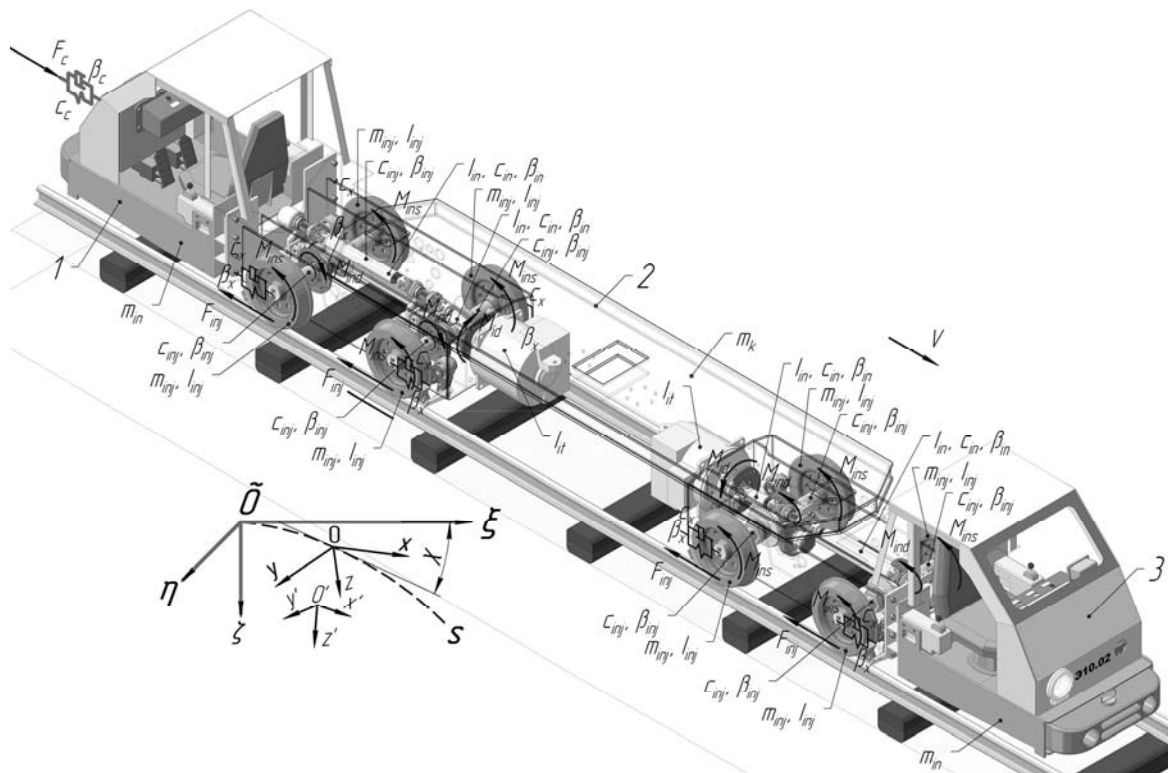


Рис. 1. Розрахункова схема гальмування локомотива Е10 гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки

Чисельне розв’язання системи з 25 диференціальних рівнянь другого порядку виконувалося в програмі Wolfram Mathematica 7, при цьому знаходили мінімальний гальмівний шлях, на якому зупиниться потяг у разі прикладання максимально можливого гальмівного моменту, а так само при мінімальному перевищенні цього моменту.

Кінетичні та динамічні параметри процесу гальмування осьовими дисковими гальмами електровоза Е10, що рухається зі швидкістю 1,65 м/с із сімома навантаженими вагонетками типу ВГ3,3 по ухилу в 30 ‰, наведені на рис. 2. До осьових гальмівних дисків прикладали гальмівний момент величиною 1128 Н·м, який залишався постійним протягом всього гальмування (див. рис. 2, а). У точці контакту колеса та рейки виникало відносне ковзання (рис. 2, б стосується лівого колеса першої по ходу руху колісної пари другої тягової секції), яке протягом 0,27 с (час спрацювання гальмівних пристроїв локомотива Е10) різко зростало до 4,5 ‰, потім приблизно через 1 с коливання затухали і впродовж всієї решти часу відносне ковзання не перевищувало 1,5 ‰.

Сила подовжнього опору руху W_x упродовж 1 с (час ухвалення рішення машиністом про необхідність початку гальмування) відповідала постійній складовій опору руху колеса W_0 (сума моментів тертя в підшипниках буксових вузлів, валів колісного редуктора, карданних валів та двигуна під статичним навантаженням, а також в зубчастих передачах редуктора,

приведених до точки контакту колеса та рейки), дорівнювала приблизно 107 Н.

При переході в гальмівний режим W_x зростала приблизно до 120 Н (див. рис. 2, в) і коливалася синхронно з ковзанням. За рахунок поєднання прискорення, що з’явилося при гальмуванні, передні по ходу руху колісні пари довантажувалися і вертикальна реакція рейки під відповідним колесом збільшувалася з 1740 до 1810 Н (див. рис. 2, г). У точці контакту колеса та рейки виникала гальмівна сила (див. рис. 2, д), величина якої визначається вище поліченими чинниками (приблизно 1980 Н·м). Зупиняючись, потяг пройшов дійсний гальмівний шлях 37,920 м (див. рис. 2, е), залежний від зміни швидкості руху (див. рис. 2, ж) та прискорення (уповільнення) (див. рис. 2, з), яке дорівнювало в середньому $0,37 \text{ м/с}^2$ при частоті близько 2,2 Гц (ця частота відповідає коливанням і всієї решти параметрів процесу гальмування). На початку гальмування амплітуда осциляцій складала $0,02 \text{ м/с}^2$, але після 14 секундного загасання встановилася на значенні $0,06 \text{ м/с}^2$. Локомотив зупинився через 45,979 с після початку гальмування.

Збільшення моменту навіть на один ньютон-метр до 1129 Н·м подовжило дійсний час гальмування до 61,840 с (зріс на 15,861 с), а гальмівний шлях до 50,647 м (збільшився на 12,727 м). На рис. 3 наведені ті ж графіки руху, а так само прийняті позначення на шкалах осей ординат, ідентичні використаним на рис. 2.

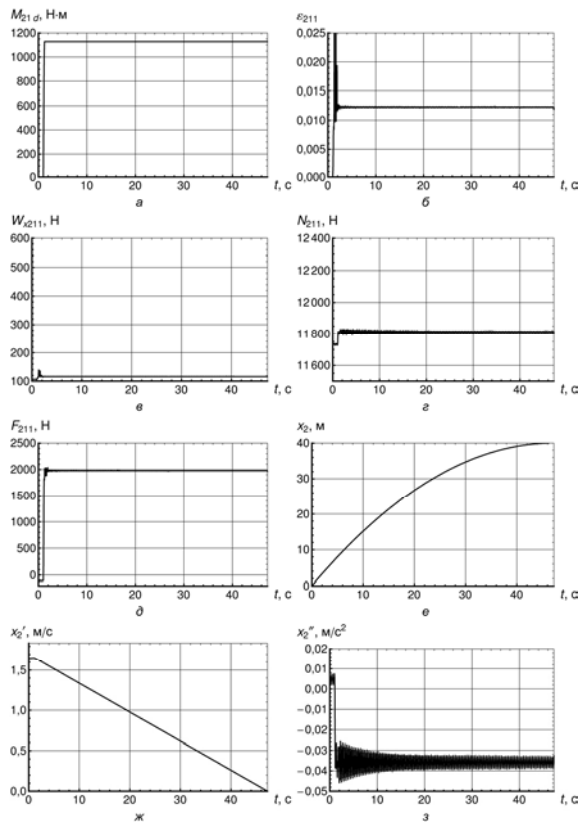


Рис. 2. Графіки параметрів гальмування від часу без зриву зчеплення: а – гальмівний момент; б – відносне ковзання; в – сила опору руху; г – реакція рейки під колесом; д – гальмівна сила на колесах; е – переміщення тягової секції; ж – швидкість тягової секції; з – прискорення тягової секції

В результаті локомотив із складом вагонеток, маючи критичну за ознакою стійкості швидкість, зійшов би з рейок на найближчій локальній нерівності колії (наприклад, сходинці рейкового стику).

Розглянемо поведінку відносного ковзання на всіх восьми колесах локомотива (по чотири в кожному візку) та виникаючі при цьому гальмівні сили (їх графіки наведені на рис. 4). Якщо на першій по ходу руху тяговій секції відносні ковзання коліс $\varepsilon_{111}, \varepsilon_{121}, \varepsilon_{121}, \varepsilon_{122}$ залишалися такими ж, як і в першому випадку (їх величина не перевищувала 1,5 %, оскільки блокування коліс не відбувалося), то на другій тяговій секції протягом 2 с після початку прикладання гальмівного моменту розвинувся зрив зчеплення коліс, вони повністю припинили обертання (заблокувалися), а відносні ковзання $\varepsilon_{211}, \varepsilon_{221}, \varepsilon_{221}, \varepsilon_{222}$ досягли значення 100%. Це, вочевидь, пов'язано з важчим режимом роботи другої тягової секції (зусилля від складу вагонів на зчеплення). Тому й падіння гальмівних сил на колесах другої секції $F_{211}, F_{221}, F_{221}, F_{222}$ відбулося за 2 с від максимального значення близько 2000 Н до мінімального в 700 Н, що відповідає режиму тертя ковзання.

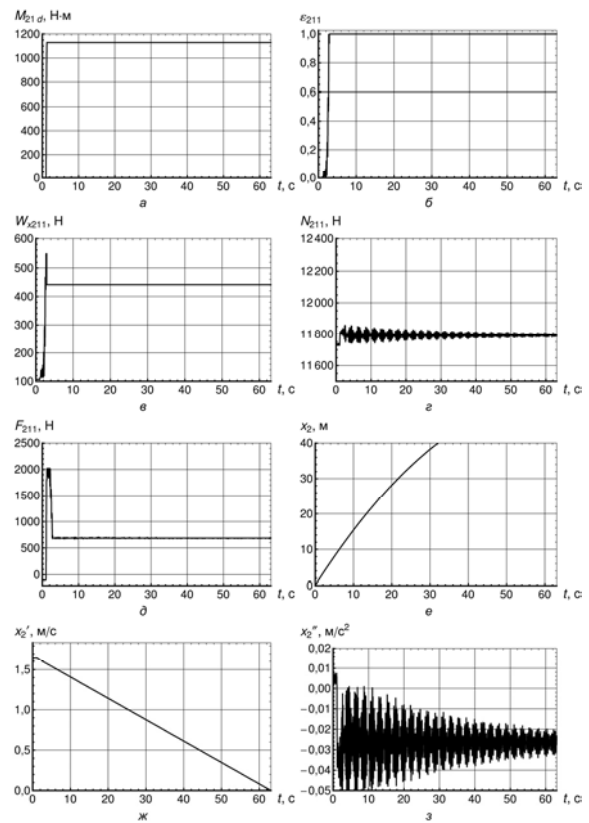


Рис. 3. Графіки параметрів гальмування від часу із частковим зривом зчеплення (див. позначення на рис. 2)

В той же час гальмівні сили першого візка $F_{111}, F_{121}, F_{121}, F_{122}$ не зменшилися. Фактично з другої секунди гальмування потяг зупинився, в основному, за рахунок гальмівних сил першого по ходу руху візка, тому його гальмівний шлях і час до зупинки так значно збільшилися.

Аналізуючи вищесказане можна зробити висновок, що різке зростання відносного ковзання коліс по рейках (до 50 % за 1 с) може бути ознакою початку юза.

Ще однією ознакою того, що локомотив не зможе очікувано швидко зупинитися через початок юзу, можуть бути несинхронні обертання валів тягових двигунів та коліс різних тягових секцій. Це видно з рис. 5. Після завершення прикладання гальмівного зусилля до осьових дискових гальм перша тягова секція рухалася без зриву зчеплення, тому й швидкість обертання її тягового двигуна (суцільна крива на рис. 5, а) відповідає характеру гальмування локомотива. Швидкість обертання ж другої по ходу руху тягової секції почала різко знижуватися (штрихова лінія на рис. 5, а), поки не досягла нуля (блокування та повне припинення обертання коліс тягової секції). Це сталося приблизно через 2 с після початку гальмування.

Аналогічна картина спостерігається і при порівнянні швидкостей обертання лівих коліс першої колісної пари відповідно першої та другої тягових секцій, як це видно на рис. 5, б.

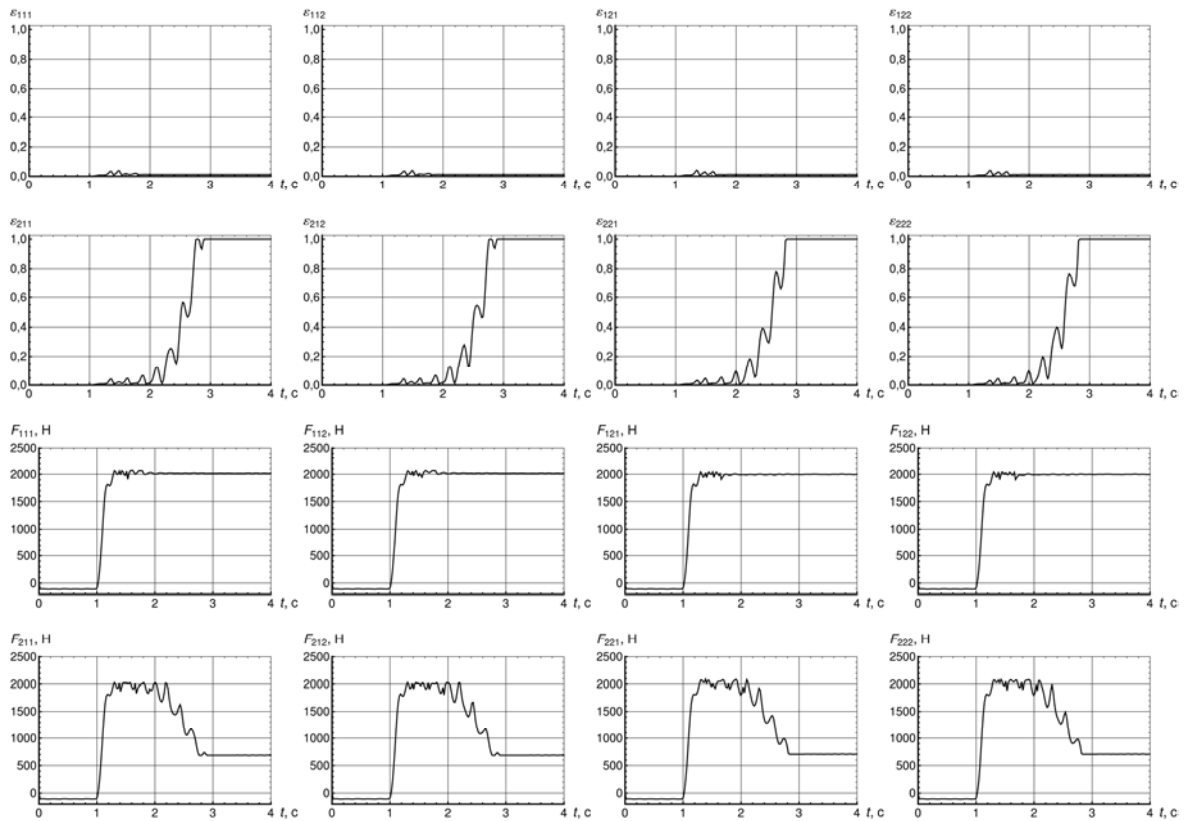


Рис. 4. Графіки відносного ковзання та гальмівної сили на колесах локомотива від часу при частковому зриві зчеплення

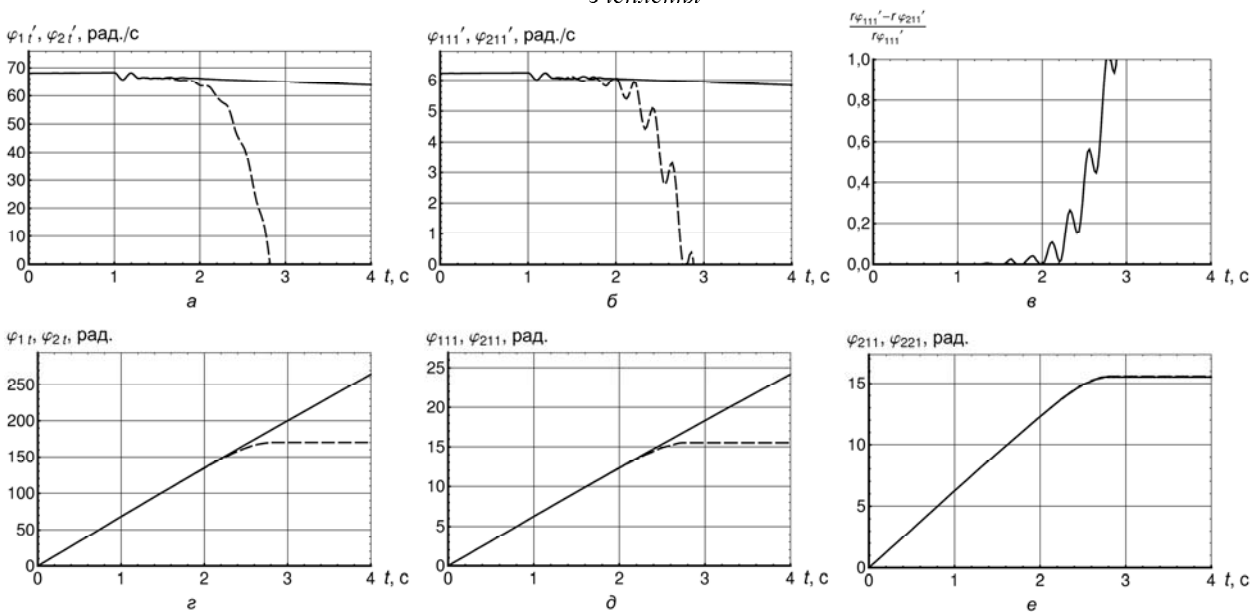


Рис. 5. Графіки зміни кутових швидкостей та координат від часу при частковому зриві зчеплення: а – кутові швидкості тягових двигунів секцій; б – кутові швидкості відповідних коліс тягових секцій; в – відносна розбіжність лінійних швидкостей відповідних коліс; г – кутові координати тягових двигунів; д – кутові координати відповідних коліс тягових секцій; е – кутові координати коліс другої тягової секції

Відмінність полягає лише в тому, що блокування колеса другої колісної пари (штрихова лінія) супроводжувалося пульсаціями. Частота їх приблизно 5 Гц та амплітуда близько 1 рад./с. Це доводить, що процес переходу до юза при блокуванні колеса супроводжується знакозмінними пульса-

ціями кутової швидкості, а в контактні колеса та рейки виникають не лише сили тертя ковзання, але й пружного ковзання. Якщо розглянути цей процес як відносну розбіжність лінійних швидкостей вказаних коліс (відношення різниці лінійних швидкостей заблокованого та заблокованого коліс до лінійної швид-

кості незаблокованого колеса), то за ті ж 2 с воно зросло від нуля до одиниці й супроводжувалося такими ж осциляціями, й це видно з рис. 5, в. Таким чином, різке (за 1 с) збільшення відносної розбіжності лінійних швидкостей коліс або різниці кутових швидкостей обертання тягових двигунів секцій на 50 % може бути ознакою наближення блокування коліс однієї з тягових секцій. Похідна за часом різниці вказаних швидкостей є аналогом прискорення перехідного процесу блокування коліс. Воно з'являється тільки при початку юза і має синусоїдальну форму з переважаючою позитивною частиною. За 3 с від початку гальмування прискорення досягає максимальних значень амплітуди коливань від мінус 6 до плюс 16 м/с², а потім (після повного блокування одного з коліс) починає швидко убувати. Факт появи такого прискорення може бути з успіхом використаний для діагностування початку юза.

Вал другої тягової секції після переходу в юз перестає обертатися і його кутова координата залишається незмінною (див. рис. 5, в). Аналогічна картина спостерігається й при порівнянні кутових координат лівих коліс першої колісної пари відповідно першої та другої тягових секцій, як це видно з рис. 5, д. Ліві колеса першої та другої колісних пар другої тягової секції практично синхронно заблокувалися (рис. 5, е). Це стало можливим, тому що локомотив Е10 має груповий привід колісних пар тягової секції.

Слід зазначити, що навіть після блокування всіх коліс локомотива (першої та другої тягових секцій) рухомий склад не буде прискорятися під час спуску по ухилу величиною до 50 %, оскільки коефіцієнт зчеплення колеса та рейки в реально якнайгірших умовах шахтної рейкової колії не опуститься нижче 0,05. Такий висновок можна зробити розглядаючи рух потягу в режимі гальмування [1], як це показано на рис. 6.

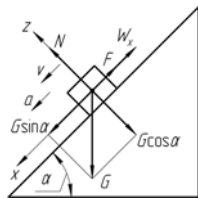


Рис. 6. Розрахункова схема руху потягу в режимі гальмування

Під час переходу всіх коліс локомотива в режим ковзання (юз) потяг можна розглядати як тіло, що ковзає по похилій площині, з кутом α , тангенс якого дорівнює подовжньому ухилу колії i_p . Під час переходу потягу, що їхав вниз із швидкістю v , в рух із прискоренням a , воно повинне визначатися з рівнянь:

$$G \sin \alpha - F - W_x = ma = \frac{G}{g_0} a,$$

$$N - G \cos \alpha = 0,$$

де N – реакція рейки від сили тяжіння потягу, Н; G , m – сила тяжіння та маса потягу, Н та кг; $F = f_0 N$ – гальмівні сили, що виникають в точці контакту доріжок катання рейок та коліс, Н; f_0 – коефіцієнт тертя ковзання; $W_x = f_{yc} N$ – сили подовжнього пружного ковзання коліс в точці контакту з рейками, Н; f_{yc} – коефіцієнт пружного ковзання; g_0 – прискорення вільного падіння.

Звідси

$$a = \frac{g_0 (G \sin \alpha - F - W_x)}{G} = \frac{g_0 (G \sin \alpha - f_0 G \cos \alpha - f_{yc} G \cos \alpha)}{G}.$$

Тоді умови прискореного руху можна записати як:

$$G \sin \alpha - f_0 G \cos \alpha - f_{yc} G \cos \alpha > 0, \text{ або}$$

$$\operatorname{tg} \alpha - (f_0 + f_{yc}) > 0.$$

Але $\operatorname{tg} \alpha = i_p$, а $f_0 + f_{yc} = \psi$, де ψ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками. Тобто, потяг рухатиметься по ухилу із прискоренням, якщо $i_p > \psi$.

На рис. 7 наведений приклад теоретичного випадку, коли вищевказана умова виконана.

Потяг їде по ухилу 100% по мокрих рейках, покритих вугільним пилом, з коефіцієнтом зчеплення 0,08. Маса складу, початкова швидкість та використувані гальма ті ж, що й у попередньому випадку (з частковим блокуванням коліс).

Тут прийняті ті ж позначення та шкали по осі ординат, що й на рис. 3. Відмінність полягає в тому, що блокування настає не через 2 с, а вже через 0,4 с, і блокуються одночасно всі колеса локомотива. Ні гальмівні сили F , ні сили подовжнього опору руху W_x не встигають вийти на свої максимальні значення і практично відразу переходять до позначки тертя ковзання (тут постійна складова опору руху колеса W_0 відсутня).

Швидкість, після її зростання протягом секундного проміжку (на час ухвалення машиністом рішення про початок гальмування), продовжує збільшуватися, але прискорення розгону все ж таки зменшується, оскільки діють гальмівні сили та сили опору руху. Це видно й з рис. 8, де наведені графіки відносного ковзання та гальмівних сил на всіх восьми колесах локомотива.

Кутові швидкості та кутові координати валів двигунів і коліс при повному зриві зчеплення практично співпадають між собою, як це видно з рис. 9.

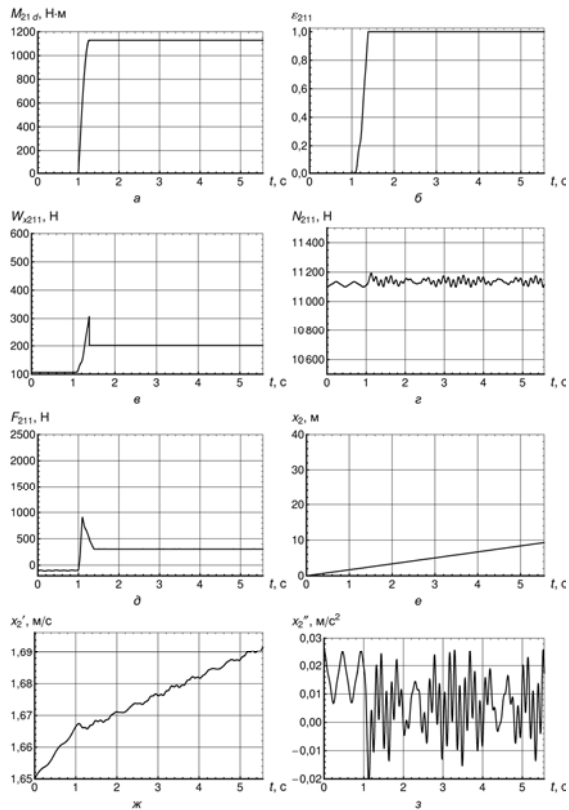


Рис. 7. Графіки параметрів гальмування від часу із повним зривом зчеплення (див. позначення на рис. 2)

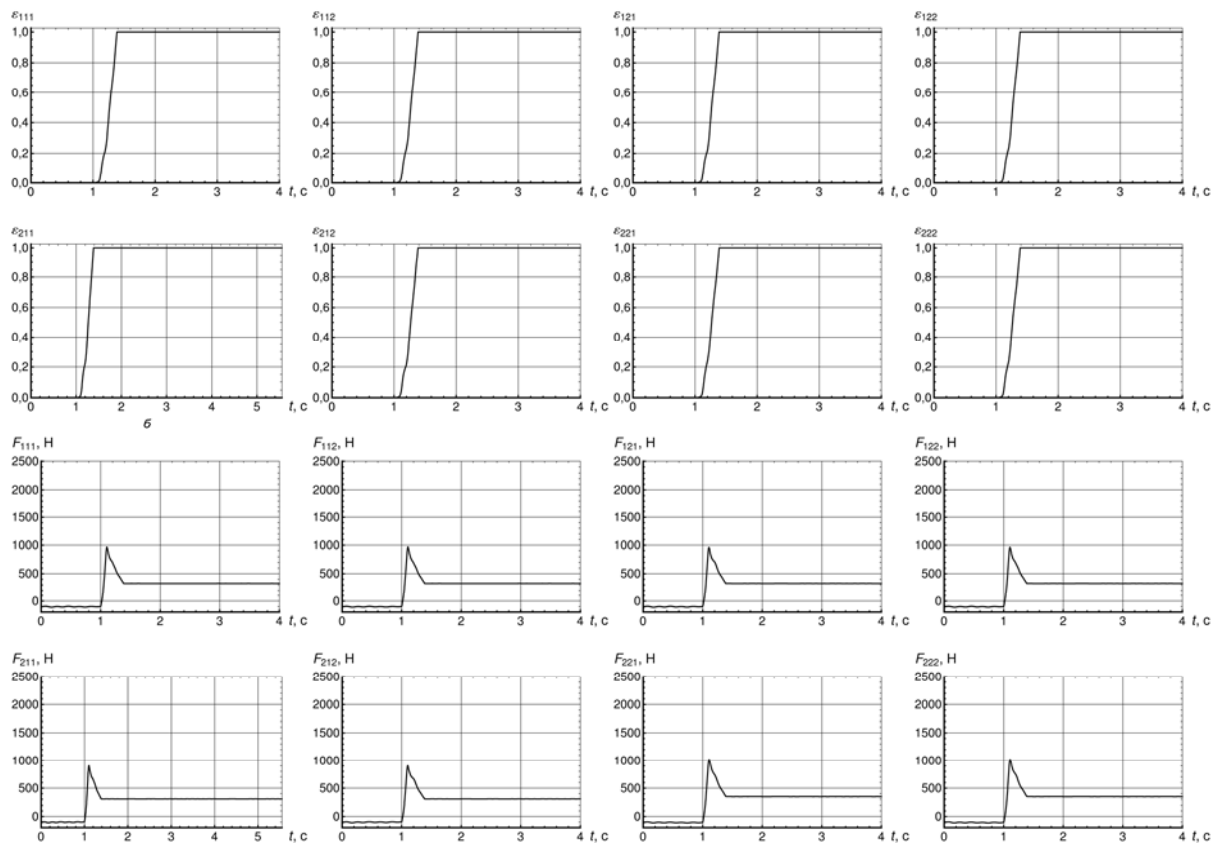


Рис. 8. Графіки відносного ковзання та гальмівної сили на колесах локомотива від часу при повному зриві зчеплення

Відносна розбіжність лінійних швидкостей відповідних коліс в цьому випадку вироджується у вертикальну лінію (див. рис. 9, в) і може свідчити лише про те, що процес переходу в юз при блокуванні коліс гальмівними пристроями має відмінності за часом його початку й завершення між колесами першої та другої тягових секцій. Найбільш активна його фаза займає приблизно 0,1 с.

Висновки. Різке зростання відносного ковзання коліс по рейках з 1,5 до 50% за 1 с є ознакою початку юза, при гальмуванні системами, які реалізують гальмівну силу в точці контакту коліс з рейками, і може бути використане для виявлення моменту часу блокування коліс гальмівними пристроями.

Різке (за 1 с) збільшення відносної розбіжності лінійних швидкостей коліс або різниці в кутових швидкостях обертання тягових двигунів секцій на 50 % може бути ознакою наближення блокування коліс однієї з тягових секцій. Похідна за часом різниці вказаних швидкостей є аналогом прискорення перехідного процесу блокування коліс, а факт появи такого прискорення може бути з успіхом використаний для діагностування початку юза.

Процес переходу до юза при блокуванні колеса гальмівним пристроєм супроводжується знакозмінними пульсаціями кутової швидкості, тому в точці контакту колеса та рейки виникають не лише сили тертя ковзання, але й пружного ковзання.

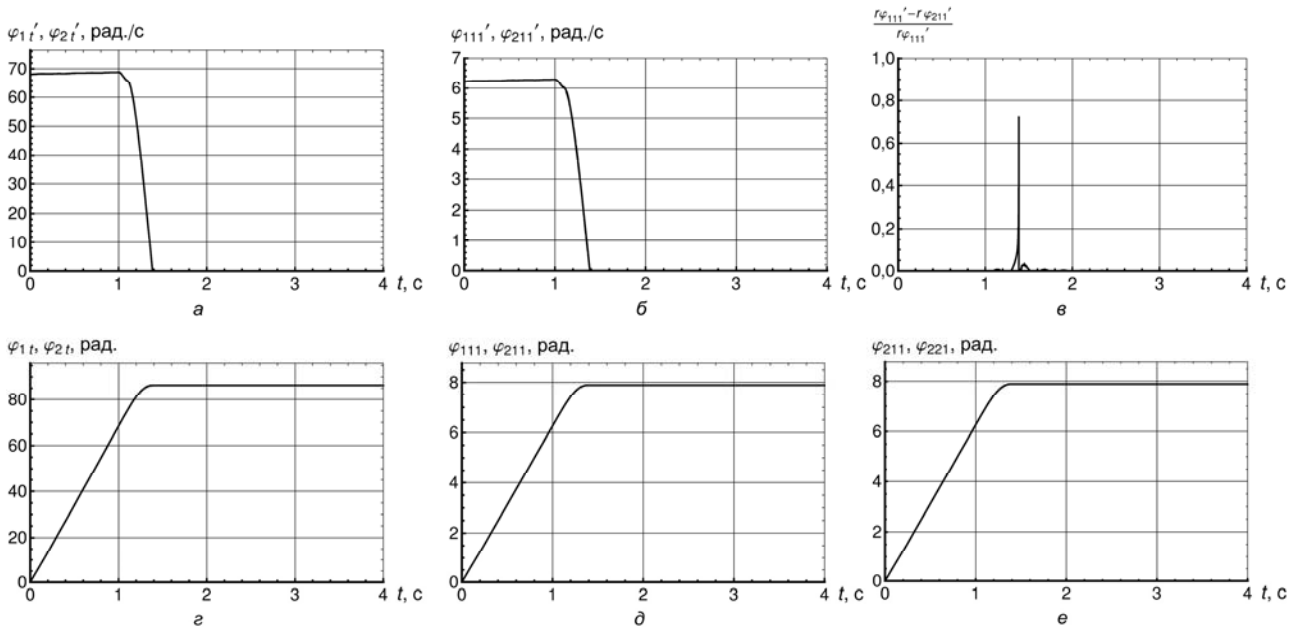


Рис. 9. Графіки зміни куткових швидкостей та координат від часу при повному зриві зчеплення (див. позначення на рис. 5)

Підтверджено, що навіть після блокування всіх коліс локомотива (першої та другої тягових секцій) склад не буде прискорюватися при спуску по ухилу величиною до 50%, оскільки коефіцієнт зчеплення колеса та рейки в реально якнайгірших умовах шахтної рейкової колії не опуститься нижче 0,05.

Список літератури

1. Ренгевич А.А. Основы теории тяги рудничных поездов: Учебн. пособие – К.: УМК ВО, 1089. – 40 с.
2. Типовые решения по безопасной перевозке людей и грузов в выработках с уклоном от 0,005 до 0,050. – Донецк: Дон УГИ, 1973. – 62 с.
3. Коптовец А.Н., Шибалов С.Ф., Новицкий А.В. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов // Гірничі електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2004. – Вып. 203.
4. Проців В.В., Гончар О.С. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки // Зб. Наук. праць. – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2010. № 34. т. 2. – С. 160–171.

Проведено теоретическое исследование шахтного шарнирно-сочленовного локомотива в режиме торможения устройствами, которые реализовывают тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом. Определены условия блокирования колес тормозным моментом, что превышает фрикционные характеристики контакта, а также признаки перехода локомотива в юз. Доказано, что резкий рост за 1 с относительного скольжения колес по рельсам с 1,5 до 50 %, как и

увеличение относительного расхождения линейных скоростей колес или разницы в угловых скоростях вращения тяговых двигателей секций на 50%, является признаком начала юза при торможении системами, которые реализовывают тормозную силу в точке контакта колес с рельсами, и может быть использован для выявления момента времени блокирования колес.

Ключевые слова: шахтный локомотив, тормоз, уравнения тормозной момент, уравнения Лагранжа, юз

Theoretical research of the mine joint-jointed locomotive has been conducted in the mode of braking by the devices realizing brake force in the point where a wheel contacts a rail. The terms of locking of wheels by a brake moment, exceeding friction descriptions of contact, and also signs of transition of locomotive, in braking skidding have been ascertained. It is well-proven that sharp height after 1 sec. in relation to sliding of wheels on rails from 1,5 % to 50 %, as well as increase of relative divergence of linear speeds of wheels or difference in the angel speeds of rotation of hauling engines of sections on 50 % it is the sign of the beginning braking skidding while braking by means of the systems realizing brake force in the point where a wheel contacts a rail, and can be used for exposure of point of time of wheels locking.

Keywords: mine locomotive, brake, brake moment, La Grange's equalization, braking skidding

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.С. Блохіним 20.05.10