

торий, площадок підприємств і определению условий выпуска его в водные объекты. – М.: ФГУП НИИ ВОДГЕО. – 2006. – 61с.

2. Канализация. Наружные сети и сооружения: СНиП 2.04.03-85. – [Срок введение в действие 1986.01.01]. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 72 с.

3. Дикаревский В.С. Расчет дождевых сетей канализации с помощью ЭВМ: (для раздельной и полураздельной систем) / В.С. Дикаревский, А.П. Таубин. – М.: Стройиздат, 1980. – 144с.

4. Гидравлический расчет сетей водоотведения: Расчетные таблицы / Константинов Ю.М., Василенко А.А., Сапухин А.А., Батченко Б.Ф. – К.: Будівельник, 1987. – 120с.

5. Федоров Н.Ф. Новые исследования и гидравлические расчеты канализационных сетей. – М.: Л.: Стройиздат. 1964. – 259с.

6. New design formulae, and diagrams for calculation of the flow in sewers. The Sewage Committee of the Institution of Danish Civil Engineers. Publication No.10 (1957 and 1964).

Розглянуто існуючу методику розрахунку продуктивності очисних споруд дощової каналізації без акумуляції стоку. Вказано помилки в нормативній літературі при визначенні продуктивності очисних споруд дощової каналізації. Розглянуто можливість

удосконалення існуючої методики шляхом урахування змінного характеру деяких розрахункових параметрів. Запропоновано нові розрахункові формули та таблиці, що забезпечують збільшення точності та надійності існуючої методики розрахунку.

Ключові слова: *очисні споруди, витрати поверхневого стоку, напівроздільна система каналізації, витратна характеристика трубопроводу, час поверхневої концентрації, автотранспортне підприємство*

The article considers the existing method of calculation of efficiency of storm sewage-purification facilities without detention. Some mistakes in regulatory literature were pointed out during calculation of efficiency of storm sewage. The article considers possibilities of improvement of the existing method by taking into account variability of some design parameters. New design formulae and charts ensuring the increase of accuracy and reliability of the existing calculation methods are offered.

Keywords: *treatment facilities, runoff, partially separate sewerage system, input-output characteristic of pipeline, surface density time, motor transport enterprises*

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 26.10.10

УДК 622.625.28

© Проців В.В., 2010

В.В. Проців

ГАЛЬМУВАННЯ ПРИСТРОЯМИ З ОБМЕЖЕНИМ ФРИКЦІЙНИМ МОМЕНТОМ НА КОЛЕСІ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ СИСТЕМАТИЧНИХ НЕРІВНОСТЕЙ КОЛІЇ

V.V. Protsiv

BRAKING BY DEVICES WITH THE LIMITED FRICTION TORQUE ON WHEEL SUBJECT TO INFLUENCE OF SYSTEMATIC BURRS OF RAIL WAY

Проведено теоретичне дослідження впливу систематичних нерівностей шахтної рейкової колії на шарнірно-зчленований локомотив у режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою. Довгу нерівність задано у вигляді синусоїди, коротку – як лиску на доріжці катання колеса. Синусоїдальна нерівність заввишки 1 мм вимагає зниження гальмівного моменту, що прикладається, на 2 %. Лиска на колесі не має суттєвого впливу на ефективність гальмування.

Ключові слова: *шахтний локомотив, гальма, рівняння Лагранжа, систематичні нерівності колії*

Вступ. Реалізація шахтним локомотивом сил тяги та гальмування суттєво залежить від фрикційних властивостей пари тертя в точці контакту, що визначаються коефіцієнтом зчеплення між колесом та рейкою, істотно залежним від забрудненості рейкової колії [1]. Конструктори та експлуатаційники вимушені закласти в розрахунки мінімальну величину коефіцієнта зчеплення, оскільки під час екстреного гальмування складу навантажених вагонеток на найбільшому ухилі колії (до 50%) [2] випадково присутні вугільний пил, волога та агресивне повітряне середовище можуть істотно його знизити. Довгі й короткі (систематичні) недосконалість рейкової колії, що наявні на реальній шахтній рейковій колії, обумовлені не лише низькою точ-

ністю укладання шахтної рейкової колії, але й періодичною рухливістю (спученням) підшови гірничих виробок, а також зносом колісних бандажів, здатні спричинити зрив зчеплення колеса та рейки. Особливо важливе це при використанні важких шарнірно-зчленованих локомотивів, що мають значні можливості по тязі, проте не здатних забезпечити гарантовану зупинку складу навантажених вагонеток на ухилі. Прикладання ж надмірно великого гальмівного моменту призводить до появи лисок на колесах, сходу локомотиву із складом вагонеток з рейок на високій швидкості та, навіть, до людських жертв, втрат робочого часу і витрат на відновлення колії та рухомого складу. Тому визначення впливу систематичних нері-

вностей на процес появи юзу – важливе науково-виробниче завдання.

Метою цієї роботи є моделювання процесу гальмування модернізованого шахтного шарнірно-зчленованого локомотиву Е10 дисковими осьовими (розташованим на осі колісної пари) гальмами на колії з довгими та короткими систематичними нерівностями шляхом прикладання гальмівних моментів, вплив яких призводить до зриву зчеплення в точці контакту колеса та рейки. **Завданням роботи** є теоретичне визначення впливу довгих та коротких систематичних нерівностей колії під час переходу локомотиву в режим юза при гальмуванні моментом, що перевищує максимально можливий, та з використанням різних гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу через колеса, шляхом урахування нелінійної характеристики тертя при розв’язанні системи рівнянь Лагранжа другого роду.

Виклад матеріалу дослідження. Розрахункова схема динамічної моделі [3] гальмування локомотиву Е10 зі складом навантажених вагонеток на рейковій колії з подовжнім ухилом наведена на рис. 1. До другої 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 піввісями 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 у 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’єкту математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), причому l позначена перша за ходом руху в напрямку осі $\tilde{O}\xi$ секція. Вона оснащена циліндровим шарніром для спірання середньої секції на тягову. Секція 2 сполучена з середньою секцією локомотиву сферичним шарніром; in – до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), при чому l позначена ближня до голови потягу колісна пара; inj – до коліс in -ї пари, пружних і дисипуючих елементів ($j = 1, 2$), де l позначені ліві в напрямку до голови потягу колеса; ins – до колісно-колодкового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), де l позначені ліві в напрямку до голови потягу колодки; ind – до дискового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($d = 1, 2$), при цьому l позначені ліві в напрямку до голови потягу колодки; id – до дискового гальма, встановленого в трансмісії i -ї секції, причому l позначені ближні в напрямку до голови потягу колодки; it – до валу тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції.

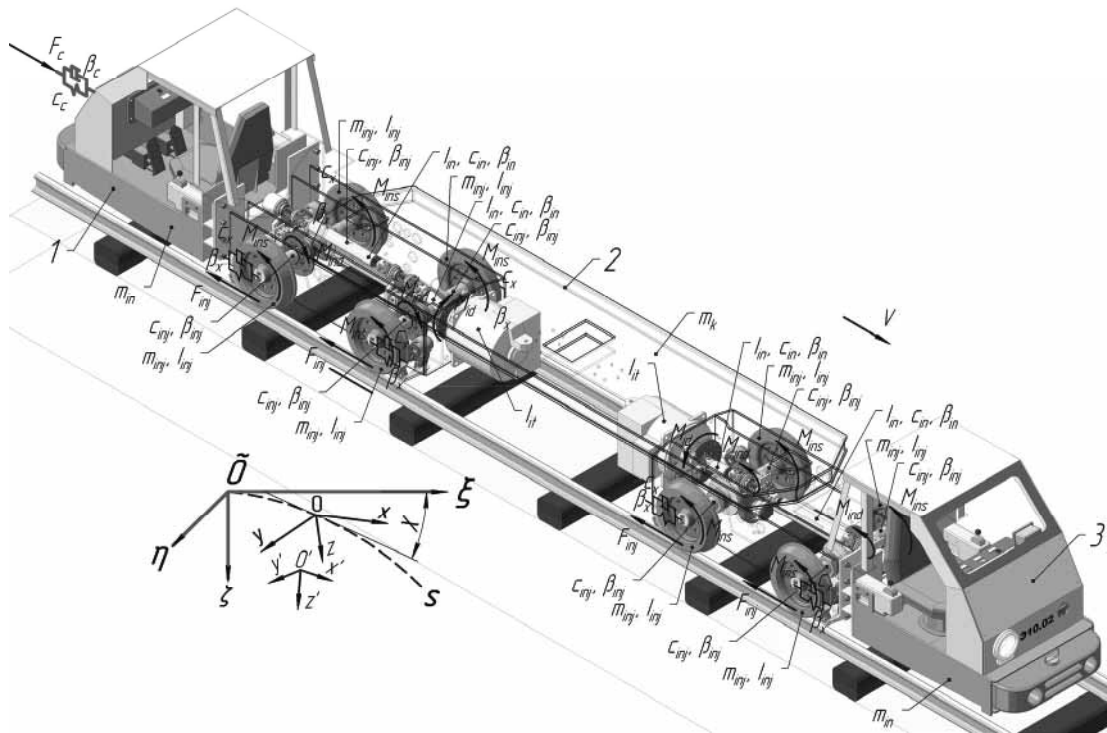


Рис. 1. Розрахункова схема гальмування локомотиву Е10 гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки

Динамічна модель дозволяє враховувати вплив довгих (систематичних) та коротких одиничних (періодичних) нерівностей рейкової колії.

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, при русі по ідеально рівній колії та колії з довгими або короткими нерівностями.

Кінетичні та динамічні параметри процесу гальмування осьовими дисковими гальмами електровозу 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 усього гальмування (рис. 2, а). У точці контакту колеса та рейки виникало відносне ковзання (рис 2, б стосується лівого колеса першої за ходом руху колісної пари другої тягової секції), яке протягом 0,27 с (час спрацьовування гальмівних пристроїв локомотиву Е10) різко зростало до 4,5 %, потім приблизно через 1 с коливання затухали і впродовж усієї 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 у 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 (рис 2, в) і коливалася синхронно з ковзанням. За рахунок подовжнього прискорення, що з'явилося при гальмуванні, передні за ходом руху колісні пари довантажувалися і вертикальна реакція рейки під відповідним колесом збільшувалася з 1740 до 1810 Н (рис. 2, г). У точці контакту колеса та рейки виникала гальмівна сила (рис. 2, д), величина якої визначається вище зазначеними чинниками (приблизно 1980 Н·м). Зупиняючись, потяг пройшов дійсний гальмівний шлях 37,920 м (рис. 2, е), залежний від зміни швидкості руху (рис. 2, ж) та прискорення (уповільнення) (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 чотирнадцяти секундного згасання встановилася на значенні $0,06 \text{ м/с}^2$. Локомотив зупинився через 45,979 с після початку гальмування.

Довгу систематичну нерівність, як правило, можна описати синусоїдою завдовжки l_s та амплітудою h_s синхронно для лівої та правої рейок колії. Довжина систематичних нерівностей в реальних шахтних умовах коливається від 5 до 10 м і

може бути прийнята в середньому рівною 7 м. Висота ж таких нерівностей звичайно невелика і складає від 0,5 до 1,5 мм, тому нею часто нехтують. Проте вертикальні переміщення коліс деформують елементи вертикальної підвіски локомотиву, викликаючи додаткові навантаження на колеса, а значить і реакції рейок. Це, у свою чергу, при гальмуванні пристроями, що передають гальмівну силу через фрикційний контакт колеса та рейки, змінює величину подовжнього ковзання та гальмівної сили. Тоді величина коливань вертикальної реакції рейки під колесом складе

$$N_{s \text{ inj}} = c_z h_s \sin\left(\frac{2\pi S_{inj}}{l_s}\right),$$

де c_z – вертикальна жорсткість підвіски, Н/м; S_{inj} – поточна координата колеса вздовж осі колії, м.

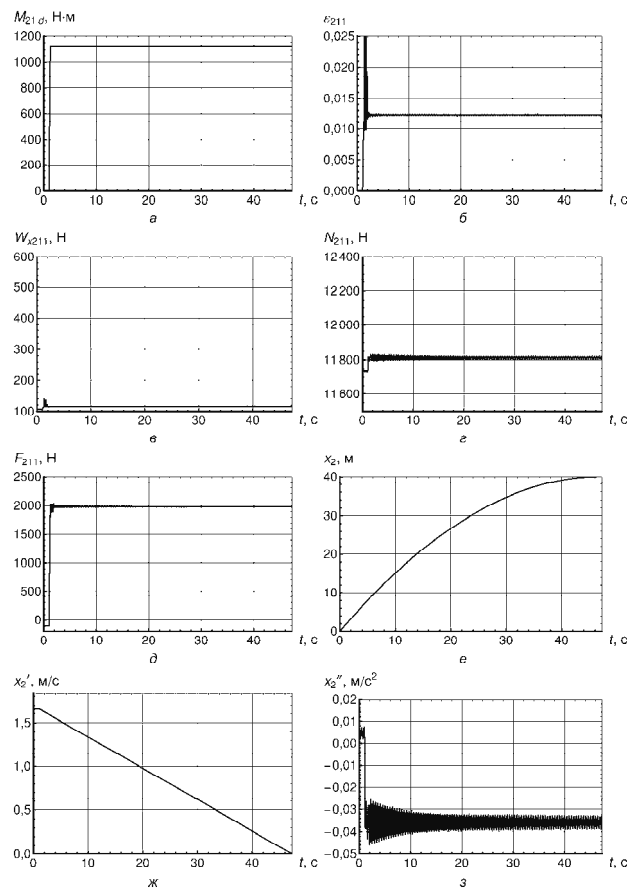


Рис. 2. Графіки параметрів гальмування від часу без зриву зчеплення: а – гальмівний момент; б – відносне ковзання; в – сила опору руху; г – реакція рейки під колесом; д – гальмівна сила на колесі; е – переміщення тягової секції; ж – швидкість тягової секції; з – прискорення тягової секції

На рис. 3 наведені ті ж графіки руху, а прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 2. Той же потяг рухається по такому ж спуску, але колія має

довгу синусоїдальну нерівність завдовжки 7 м та заввишки 0,5 мм. Час гальмування і гальмівний шлях не змінилися, але вертикальні реакції рейки під колесами коливалися з амплітудою ± 300 Н (рис. 3, з) по відношенню до середнього значення 11800 Н, яке діяло при русі по ідеально рівній колії (рис. 2, з). Це спровокувало коливання відносного ковзання коліс з амплітудою $\pm 0,002$ (рис. 3, б) і, як наслідок, коливання гальмівної сили з амплітудою ± 50 Н (рис. 3, д). При цьому істотно змінилася загальна динаміка гальмування локомотиву – амплітуда коливань подовжного прискорення (уповільнення) збільшилася в півтора рази.

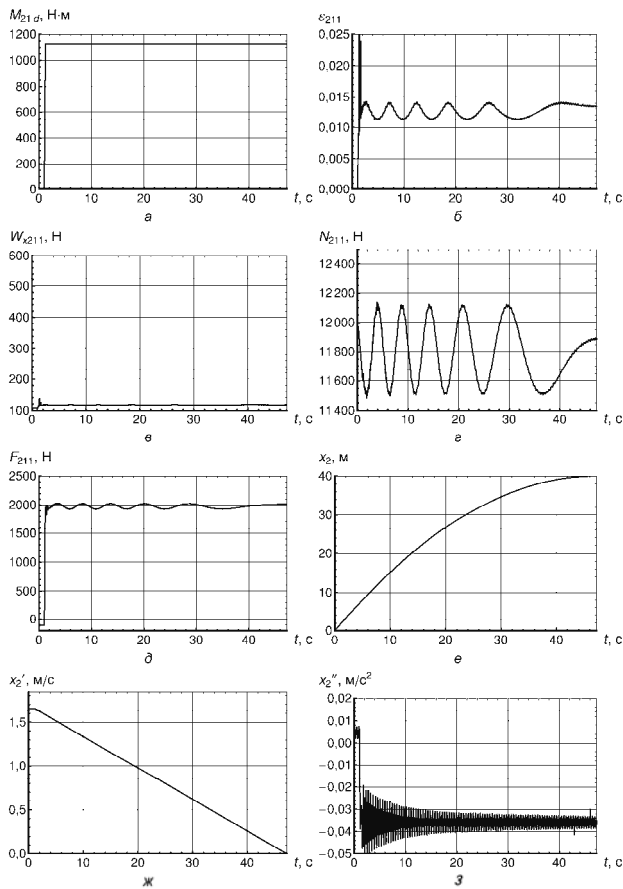


Рис. 3. Графіки параметрів гальмування від часу на колії з довгою синусоїдальною нерівністю заввишки 0,5 мм (див. позначення на рис. 2)

Проте, якщо задати висоту нерівності завбільшки 1,0 мм (збільшити її на 0,5 мм), амплітуда коливань реакцій рейок під колесами зростає до ± 600 Н, колеса другої за ходом руху тягової секції заблокуються через 3 с, а першої – через 4 с після початку прикладання гальмівного моменту. У результаті гальмівний шлях локомотиву перевищить 75 м, а час гальмування 80 с. Це видно з рис. 4, де наведені ті ж графіки, що і для описаного вище випадку. У наявності всі ознаки блокування коліс прикладеним гальмівним моментом [4] і перехід локомотива в юз. Гальмівна

сила падає до значення, відповідного тертю ковзання (рис. 4, д), оскільки відносно ковзання (рис. 4, б) різко зросло до стовідсоткової позначки. При цьому пульсації реакцій рейок під колесами накладалися на власні коливання системи, істотно (у 2 рази) збільшивши амплітуду коливань подовжного прискорення (уповільнення) (рис. 4, з).

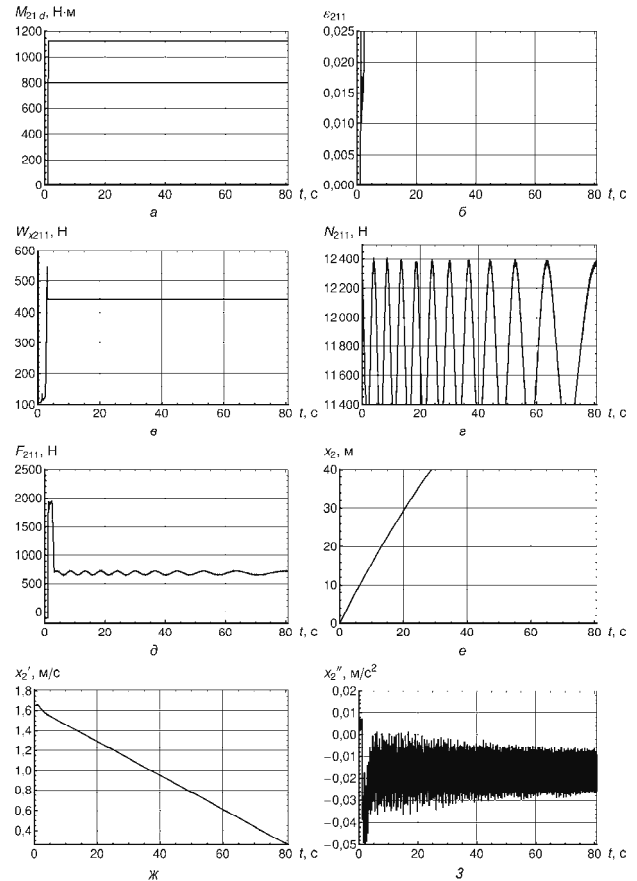


Рис. 4. Графіки параметрів гальмування від часу на колії з довгою синусоїдальною нерівністю заввишки 1,0 мм (див. позначення на рис. 2)

Усунути негативний вплив такої нерівності на гальмуючий локомотив можна лише зменшенням гальмівного моменту, що прикладається. Так, при зниженні його до 1110 Н·м (зменшився на 18 Н·м) блокування коліс не виникне і локомотив зможе впевнено зупинитися через 46,833 с (довше на 0,854 с) на гальмівному шляху в 38,624 м (більше на 0,704 м). Природно, що таке гальмування можна вважати допустимим.

Із сказаного можна зробити висновок, що довгі синусоїдальні (систематичні) нерівності істотно впливають на процес гальмування й здатні спричинити блокування коліс надмірно великим гальмівним моментом. Урахування їх впливу на розрахунок гальмівних параметрів шахтного локомотиву необхідне при проектуванні та експлуатації, особливо важких шарнірно-зчленованих локомотивів.

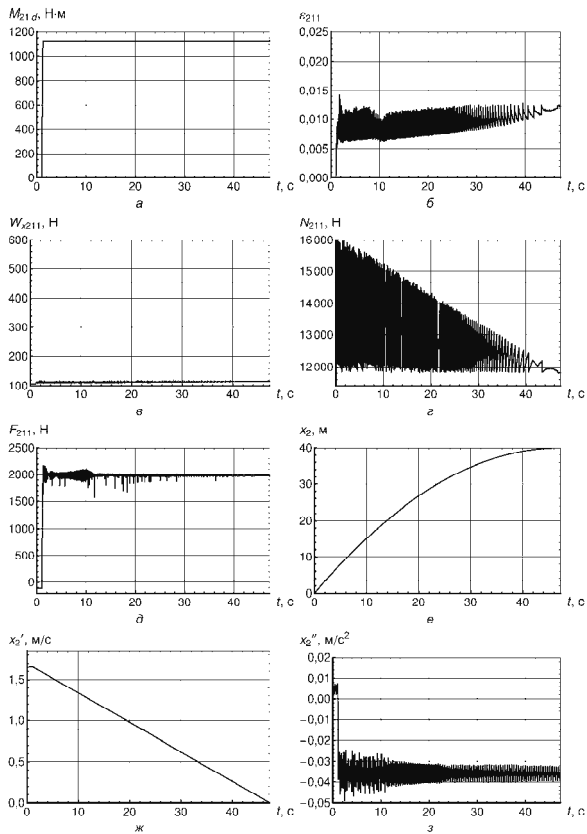


Рис. 5. Графіки параметрів гальмування від часу колесами, що мають лиски завдовжки 50 мм (див. позначення на рис. 2)

Вплив одиничних систематичних нерівностей на процес гальмування має дещо інший вигляд [5]. Такі нерівності як ексцентриситет [6] колеса (неврівноваженість) або лиска (протягання) на його доріжці катання спричиняють періодичні ударні навантаження на рейки і, відповідно, збільшення нормальних реакцій рейок під колесами. Наприклад, лиски завдовжки 50 мм (це розмір, близький до максимально можливого) на кожному з восьми коліс шарнірно-зчленованого локомотиву (розташовані зі зміщенням від колеса до колеса на 45°, починаючи від лівого колеса першої колісної пари першої тягової секції до правого другої колісної пари другої тягової секції) для описаних вище умов руху по ідеально рівній колії здатні викликати значні ударні навантаження на ходову частину локомотиву, як це видно на характеристичних графіках рис. 5 (тут прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 2).

Коливання нормальних реакцій рейки (рис. 5, *г*) проваюють коливання відносних ковзань коліс (рис. 5, *б*) та убувають у міру зниження швидкості руху (рис. 5, *е*). Їх вплив на гальмівні сили коліс (рис. 5, *д*) і подовжнє прискорення (уповільнення) (рис. 5, *з*) незначне. Дійсний час гальмування та гальмівний шлях не змінюються.

Це видно й на рис. 6. Площинки лисок коліс першої за ходом руху секції, що періодично вдараються.

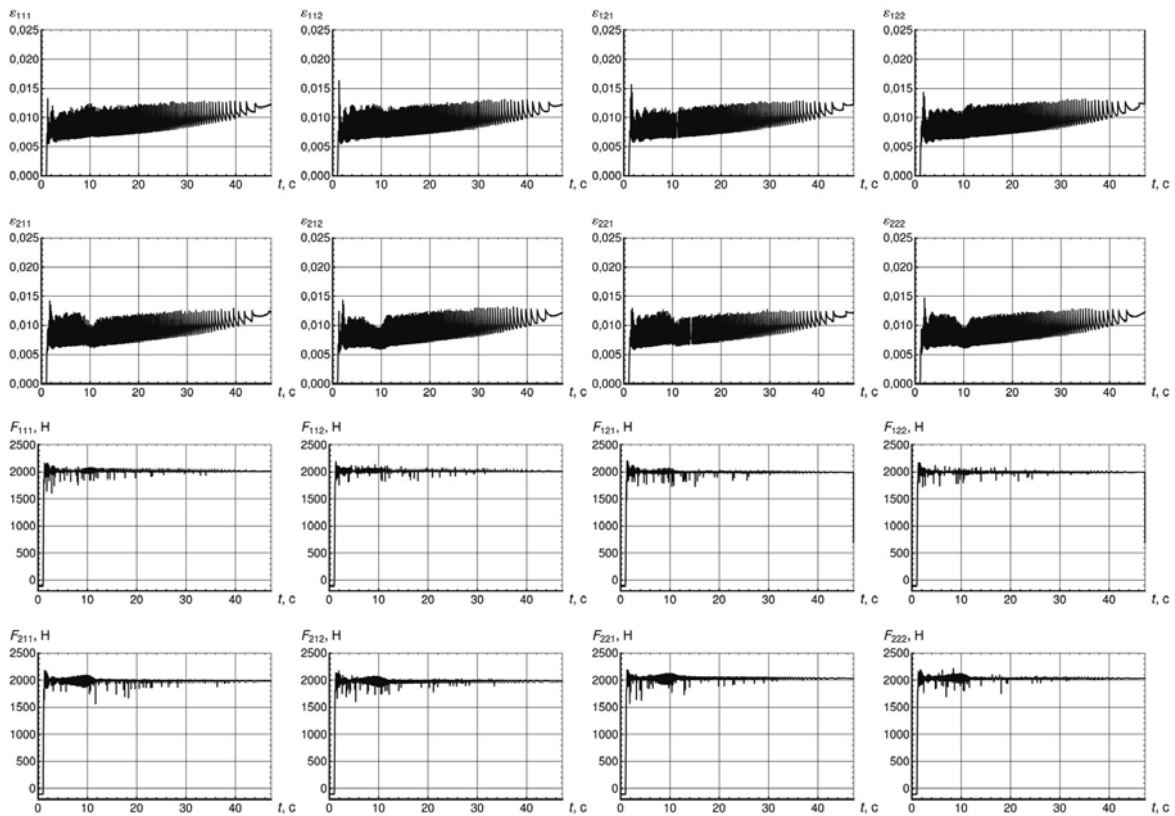


Рис. 6. Графіки відносного ковзання та гальмівної сили на колесах, що мають лиски завдовжки 50 мм

Те ж саме відбувається і з відносними ковзаннями коліс другої секції – $\varepsilon_{211}, \varepsilon_{221}, \varepsilon_{221}, \varepsilon_{222}$. Але величина відносних ковзань знаходиться в допустимих межах (не перевищує 1,5%), тому гальмівні сили на всіх восьми колесах локомотиву $F_{111}, F_{121}, F_{121}, F_{122}$ та $F_{211}, F_{221}, F_{221}, F_{222}$, не дивлячись на незначні коливання, залишаються в режимі гальмування з коченням і не переходять у режим тертя ковзання.

На рис. 7 для вищеописаного випадку наведені графіки кутів повороту і кутових швидкостей двигунів тягових секцій (локомотив Е10 має груповий привід колісних пар тягової секції), а також відносної швидкості коліс першої та другої секції і похідної за часом різниці вказаних швидкостей, яка є аналогом прискорення перехідного процесу блокування коліс надмірним гальмівним моментом. Оскільки блокування коліс не виникає, то кутові швидкості двигунів (рис. 7, а) і коліс (рис. 7, б) знижуються повільно, а їх кутові координати (рис. 7, г та д) зростають синхронно пройденому локомотивом шляху. На графіках ознак переходу в юз (рис. 7, в та е) не видно характерних сплесків та коливань [4], що свідчать про початок юза об рейку, спричиняють систематичні коливання їх відносних ковзань $\varepsilon_{111}, \varepsilon_{121}, \varepsilon_{121}, \varepsilon_{122}$.

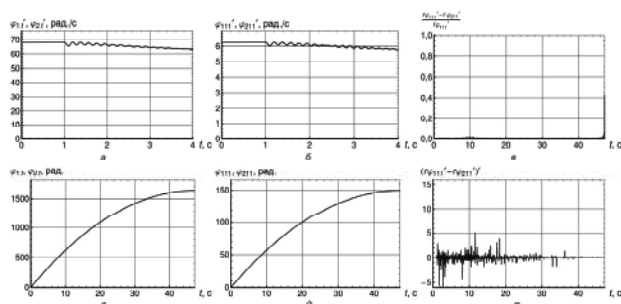


Рис. 7. Графіки зміни кутових швидкостей та координат від часу на колесах, що мають лиску завдовжки 50 мм: а – кутові швидкості тягових двигунів секцій; б – кутові швидкості відповідних коліс тягових секцій; в – відносна розбіжність лінійних швидкостей відповідних коліс; г – кутові координати тягових двигунів; д – кутові координати відповідних коліс тягових секцій; е – кутові координати коліс другої тягової секції

Висновки. Довгі синусоїдальні нерівності істотно впливають на процес гальмування й здатні спричиняти блокування коліс надмірно великим гальмівним моментом. Урахування їх впливу на розрахунок гальмівних параметрів шахтного локомотиву необхідне при проектуванні та експлуатації, особливо важких шарнірно-зчленованих локомотивів. Така нерівність (завишки 1 мм) вимагає зниження прикладеного гальмівного моменту на 2% у порівнянні з моментом на ідеально прямій колії. Однак це збільшує дійсний гальмівний шлях та час гальмування.

Вплив лисок (протягань) на колесах локомотиву, що рухається в гальмівному режимі, не спричиняє суттєвого впливу на гальмівні сили, що реалізуються в точці контакту колеса та рейки. Але великі динамічні навантаження на елементи ходової частини локомотиву збільшують вірогідність передчасного виходу з ладу колісних пар та зубчастих коліс і валів трансмісії.

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: ДонУГИ, 1973. – 62 с.
3. Проців В.В., Гончар О.С. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса та рейки // Зб. наук. праць – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2010. – № 34. т. 2 – С. 160–171.
4. Проців В.В. Ознаки переходу локомотива в юз при гальмуванні пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 5. – С. 106–112.
5. Проців В.В. Визначення сил від локальної недосконалості шахтної колії в матмоделі шарнірно-зчленованого локомотива при гальмуванні // Зб. наук. праць – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2009. – №32. – С. 94–110
6. Мишин В.В., Жупієв А.Л. О влиянии несовершенства пути и звеньев привода шахтного локомотива на его характеристики // Изв. вузов. Горный журнал. – 1994.– № 12. – С. 85–89.

Проведено теоретическое исследование влияния систематических неровностей шахтного рельсового пути на шарнірно-сочлененный локомотив в режиме торможения устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом. Длинная неровность задана в виде синусоиды, короткая – как лыска на дорожке катания колеса. Синусоидальная неровность высотой 1 мм требует снижения прикладываемого тормозного момента на 2%. Лыска на колесе не оказывает существенного влияния на эффективность торможения.

Ключевые слова: шахтный локомотив, тормоз, уравнения Лагранжа, систематические неровности пути

It has been conducted theoretical research of influencing of systematic burrs of mine railtrack on the joint-jointed locomotive in the mode of braking by the devices realizing braking force in a point of contact of a wheel and a rail. A long unevenness is set as a sinusoid, short – as a slide on the track of rolling of wheel. The sinusoidal unevenness 1 mm in height requires lowering of the imposed braking torque by 2%. Slide on the wheel does not have substantial influence on efficiency of braking.

Keywords: mine locomotive, brake, La Grange's equalization, systematic burrs of rail way

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.Є. Блохіним.
Дата надходження рукопису 31.05.10