

УДК 622.625.28

Проців В. В.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КОНТРОЛЮ ЮЗА ТА БУКСУВАННЯ НА ШАХТНОМУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОМУ ЛОКОМОТИВІ

Істотне підвищення видобутку корисних копалин вимагає підвищення продуктивності локомотивної відкатки, що можливе, за рахунок використання важких багатовісних локомотивів, здатних надійно працювати в умовах шахтної колії з легким баластним шаром і суттєвою недосконалістю в плані та профілі [1]. Найбільш перевіреним є створення гальмівної сили в точці контакту колеса з рейкою. Для цього використовують колісно-колодкові гальма, дискові осьові (розташовані на осі колісної пари) і трансмісійні (на валу тягового двигуна), а також динамічне гальмування двигуном. Не менш важливе використання локомотиву у режимі тяги. Найбільш перспективним з нині існуючих шахтних локомотивів є шарнірно-зчленований електровоз Е10 [2], що оснащений всіма вище переліченими системами гальмування, а також має сучасну систему керування тяговими двигунами постійного току. Але машиніст локомотива не завжди може впоратися з керуванням, особливо на шахтній колії з ухилом до 50 % [3]. Необхідність системи автоматичного контролю за вправністю використання фрикційних можливостей пари колесо – рейка вже доказана [4], але напрацювання ефективних алгоритмів її роботи є важливим науково-практичним завданням.

Метою роботи є пошук алгоритму роботи системи автоматичного контролю юза та буксування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива у режимі гальмування. Завданням роботи є математичне моделювання процесу гальмування системою автоматичного контролю юза та буксування шахтного потягу з шарнірно-зчленованим локомотивом і складом навантажених вагонеток на ділянці рейкової колії з подовжнім ухилом.

Модернізований шарнірно-зчленований кабельний електровоз Е10 має багаторазове резервування гальмівних систем. На ньому встановлені декілька паралельно працюючих гальм різних типів, як це зображено на рис. 1. Крім магніторейкових 1 та гравітаційних 2 рейкових гальм використовують також колісно-колодкові 3 й дискові осьові та трансмісійні, що створюють гальмівний момент, який реалізується у гальмівну силу через зчеплення колеса з рейкою. Динамічна пісочниця 4 відмінно сприяє покращенню зчеплення коліс з рейками.

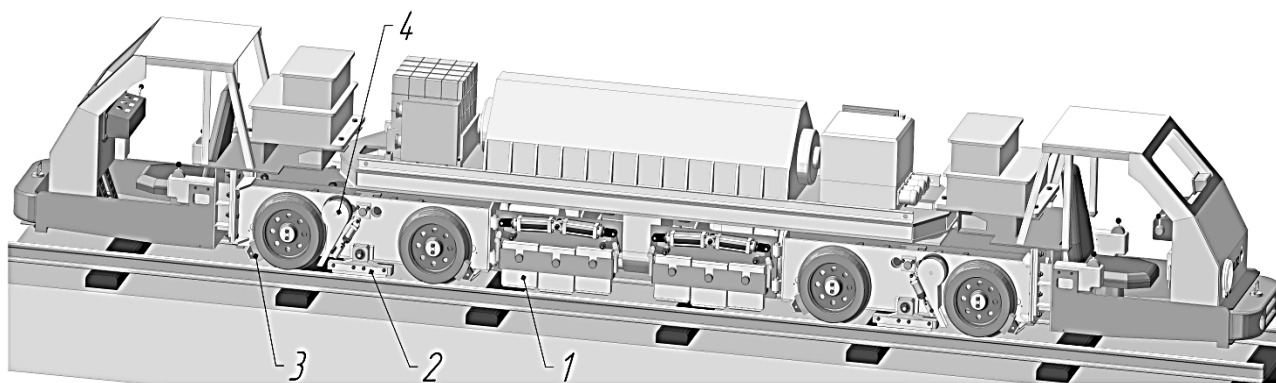


Рис. 1. Шарнірно-зчленований локомотив Е10

Система автоматичного контролю юза та буксування призначена для поліпшення тягово-гальмівних характеристик шахтних локомотивів і отримання можливості безпечного переміщення вантажів по шахтній рейковій колії з ухилом до 50 %. Її робота побудована

на раціональній взаємодії гальмівних систем локомотива та системи керування тяговими двигунами. Оскільки привід гальм електровоза Е10 гідравлічний, а тягових двигунів – електричний, то робота системи базується на взаємодії електричних сигналів від датчиків, що визначають відносну та переносну швидкість й прискорення локомотива відносно колії, із подальшою обробкою та обчисленням керуючих сигналів, що подаються на виконавчі механізми для зміни параметрів роботи тягових двигунів та гальмівних пристроїв.

Моделювання виконувалося на математичній моделі [5], що дозволяє при визначенні гальмівного шляху шахтного локомотива зі складом вагонеток розглянуті такі основні способи гальмування: 0) без гальмування (вибіг); 1) тільки трансмісійним дисковим гальмом; 2) тільки осьовим дисковим гальмом; 3) тільки колісно-колодковим гальмом; 4) тільки двигуном; 5) комбіноване трансмісійним і осьовим дисковими гальмами; 6) комбіноване трансмісійним дисковим гальмом і двигуном; 7) комбіноване трансмісійним дисковим та колісно-колодковим гальмами; 8) комбіноване осьовим дисковим і колісно-колодковим гальмами; 9) комбіноване трансмісійним і осьовим дисковими, а також колісно-колодковим гальмами; 10) комбіноване осьовим дисковим, колісно-колодковим гальмами та двигуном. Додаткове гальмування двигуном у способах 5, 7 та 9 можливе, але при цьому гальмівний момент двигуна розраховується у сукупності з гальмівним моментом дискового трансмісійного гальма. Ці варіанти використання гальм шарнірно-зчленованого локомотива файлі 3DKP-A1.nb (комп'ютерне моделювання в математичному пакеті Wolfram Mathematica 8) позначені ознакою РТ. Різноманітні алгоритми функціонування системи автоматичного контролю юза та буксування локомотива мають у програмі ознаку РА. Перший варіант її реалізації для режиму гальмування приведений у лістингу нижче.

```

1, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] := (Evaluate[ε[inj] = εinj[t]];

If[t < tm, 0., If[(t < tm + txx) && key[type, inj] == 0 && ε[inj] ≤ εmax, MD[type, inj] = Mmax Sin[ $\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$ ],

If[ε[inj] > εmax,
(*уменьшение*)
If[If[tdw[type, inj] == 0, key[type, inj] = 1; Mb[type, inj] = MD[type, inj]; tup[type, inj] = 0; tdw[type, inj] = t];
MD[type, inj] > k Mmax && t ≤ tdw[type, inj] + ΔT1[type, inj],
MD[type, inj] = -dm (t - tdw[type, inj]) + Mb[type, inj],
If[t ≤ tdw[type, inj] + ΔT1[type, inj] + ΔT2[type, inj], MD[type, inj], tdw[type, inj] = 0; MD[type, inj] ] ],
If[ε[inj] < εmin,
(*увеличение*)
If[If[tup[type, inj] == 0, Mb[type, inj] = MD[type, inj]; tdw[type, inj] = 0; tup[type, inj] = t];
MD[type, inj] < Mmax && t ≤ tup[type, inj] + ΔT1[type, inj],
MD[type, inj] = dm (t - tup[type, inj]) + Mb[type, inj],
If[t ≤ tup[type, inj] + ΔT1[type, inj] + ΔT2[type, inj], MD[type, inj], tup[type, inj] = 0; MD[type, inj] ] ],
tup[type, inj] = 0; tdw[type, inj] = 0; MD[type, inj] ] ] ] ]),

```

Рис. 1. Комп'ютерне моделювання в математичному пакеті Wolfram Mathematica 8

Для позначення змінних прийняті такі основні і додаткові нижні індекси, що визначають приналежність змінної до об'єкта математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), де 1 позначена перша за ходом руху секція. Вона оснащена циліндровим шарніром для спірання середньої секції на тягову. Секція 2 з'єднана із середньою секцією локомотива сферичним шарніром; in – до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), де 1 позначена ближня до голови потягу колісна пара; inj – до коліс in -ї пари, пружних та дисипативних елементів ($j = 1, 2$), де 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колеса; ins – до колісно-колодкового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), де 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, тут 1 позначені ближні у напрямку до голови потягу колодки; it – до вала тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції. Індекс $type$ у лістингу позначає номер типу алгоритму, що використовується у конкретному випадку, і відповідає ознаці РА. Загалом, усі змінні викладені там схожим чином із наданими нижче при їхньому описі.

Наперед заданий максимальний гальмівний момент M_{\max} , що може бути прикладений до дискового осьового гальма, визначається за умов гальмування одиничного локомотива на горизонтальній ділянці колії з прямими чистими рейками без викривлень в плані та профілі (відсутні локальні та систематичні нерівності, у тому числі, рейкові стики). Тобто це найбільший момент, який може знадобитися у разі потреби екстреного гальмування задля отримання найкоротшого гальмівного шляху без виникнення ознак появи блокування коліс локомотива (тобто юза [6]), не використовуючи систему автоматичного контролю юза та буксування. У представленому файлі він дорівнює $1\,800\text{ Н}\cdot\text{м}$.

Електронний блок системи постійно розраховує значення відносного ковзання ε_{inj} коліс локомотива відносно рейок, використовуючи сигнали радарних датчиків швидкості \dot{x}_{inj} переміщення рами щодо колії, та датчиків кутової швидкості $\dot{\phi}_{inj}$ обертання тягових двигунів. Відносне ковзання колеса по рейці, у даному випадку дорівнює відносному ковзанню у поздовжньому напрямі $\varepsilon_{x\ inj}$, що визначається як:

$$\varepsilon_{x\ inj} = \frac{\dot{x}_{inj} - r\dot{\phi}_{inj}}{\dot{x}_{inj}},$$

де r – радіус круга катання колеса локомотива, м.

Гальмування розпочинається після однієї секунди (час t_m), що була потрібна машиністу для прийняття рішення про екстрену зупинку, а первинне зростання моменту відбувається за синусоїдою у продовж $0,27\text{ с}$, що обумовлено налаштуваннями гідравлічної системи приводу гальмівних приладів локомотива. На лістингу цей час позначений як t_{xx} . Якщо значення відносного ковзання перевищує заздалегідь встановлену максимальну величину ε_{\max} (у задачі, що вирішується, дорівнює 2%), то програма відпрацьовує зменшення гальмівного моменту на дискових гальмах, що в решті решт прикладається до коліс локомотива, щоб не заблокувати їх. У випадку, коли воно має значення менше мінімально встановленого ε_{\min} (приймається рівним 1%), – відбувається збільшення гальмівного моменту, оскільки за умов зчеплення коліс з рейкою гальмівні можливості системи повністю не використовуються. Часові константи ΔT_1 , що дорівнює $0,03\text{ с}$, та ΔT_2 (становить $0,07\text{ с}$) задають час, упродовж якого система вимірює зменшення та зростання відносного ковзання. Сумарний час зростання відносного ковзання позначений як t_{up} , а зменшення – t_{dw} . Швидкість зміни системою діючого моменту (зростання або зменшення за потреби) позначено d_m , вона становить у програмі $5\,580\text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}$ і визначається можливостями гідравлічної системи приводу гальмівних приладів локомотива. Діюче значення гальмівного моменту D_b у $\text{Н}\cdot\text{м}$ вираховують спираючись на останнє досягнене D_m у разі потреби (при виході поточної величини відносного ковзання за вказані вище межі). Коефіцієнт k призначений для оцінки ступеня наближення досягнутого значення моменту до максимально можливого. У прикладі, що розглядається, він прийнятий за одиницю.

На скріншоті рис. 2 надані проміжні результати моделювання процесу автоматичного гальмування до п'ятої секунди. На верхньому графіку показано зміни швидкості руху локомотива, що коливається завдяки постійним змінам гальмівних моментів на дискових гальмах колісних пар, які втримувалися системою автоматичного контролю юза та буксування на рівні, близькому до максимально можливих значень, потрібних для екстреної зупинки потягу. Вони показані на нижньому правому графіку (див. рис. 2), а їхні сіпання виглядають як характерна пила класичної системи авторегулювання із зворотним зв'язком. Поточні значення гальмівних моментів і відносних ковзань наведені під відповідними лінійками прогрес-барів. З них видно, що вказані параметри знаходяться в межах від 1 320 до 1339 Н·м та від 1,21 % до 1,45 % на кожному з коліс.

$V_0 = 2.500$, $n_p = 7$, $x_1 = 11.26$, $PT = 2$, $\rho_A = 1$, $PP = 1$, $PM = 0$, $PG = 0$, $k_{gmax} = 0$, $M_{di} = 0$, $M_{din} = 1800$, $M_{siaj} = 0$, $M_{ti} = 0$

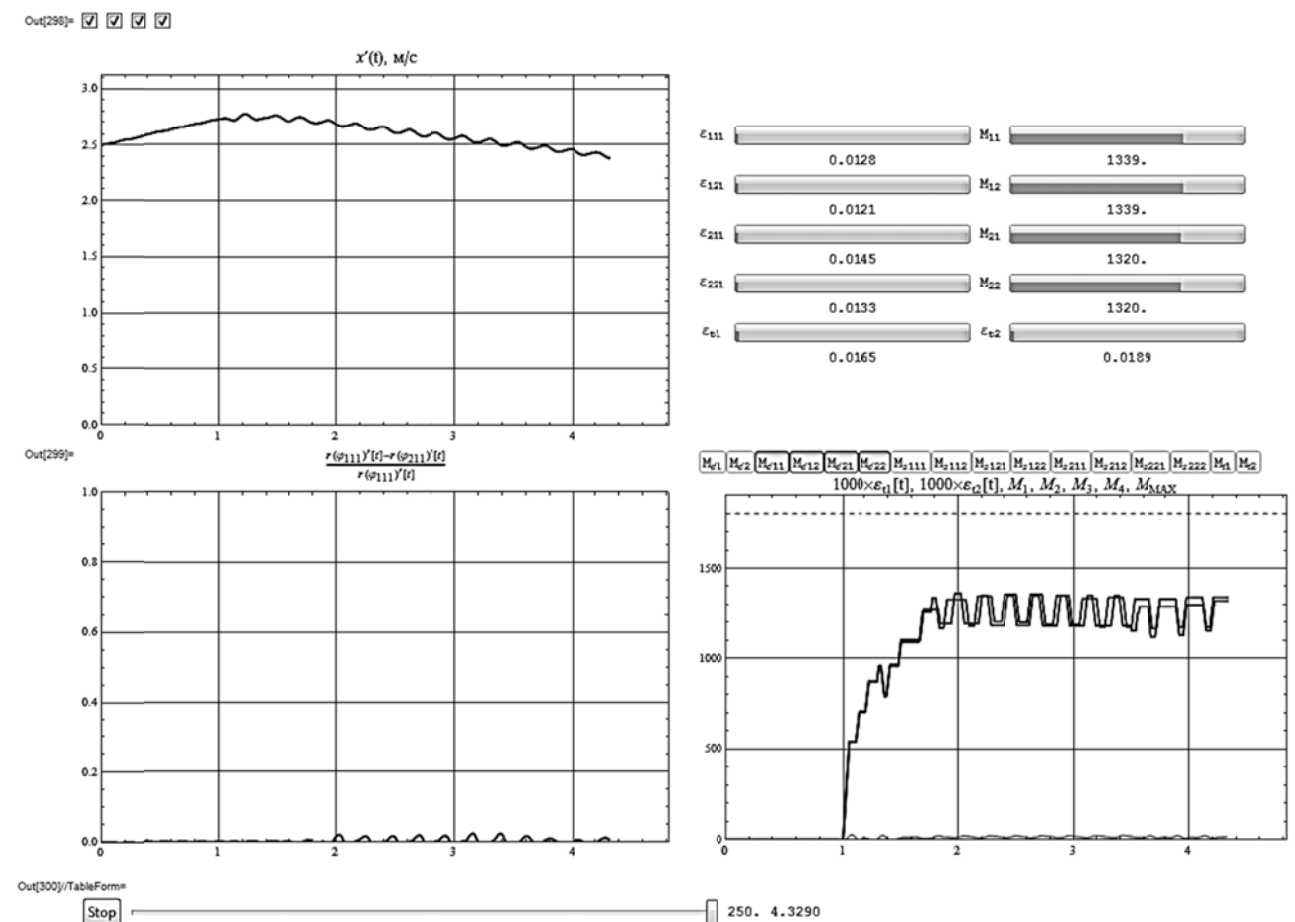


Рис. 2. Проміжний результат моделювання процесу автоматичного гальмування до п'ятої секунди

На рис. 3 після 22 секунди гальмування спостерігається припинення уповільнення та виникнення зворотного процесу – прискорення. Відносне ковзання на колесах локомотива зросло до одиниці, а це свідчить про блокування коліс занадто великим гальмівним моментом. І хоч автоматична система зменшила значення гальмівних моментів до 684 Н·м, але це не допомогло припинити юз. З іншого боку така величина моменту занадто мала для зупинки потягу. Це свідчить про те, що на швидкості менше 0,1 м/с система автоматичного контролю юза та буксування перестала виконувати свої функції і для повної зупинки машиніст локомотива повинен взяти на себе функції курування процесом гальмування, тобто перевести систему у ручний режим. Можливо прийнятий алгоритм роботи системи автоматичного контролю юза та буксування не достатньо вдалий та вимагає вдосконалення, а це повинно стати

предметом подальших наукових пошуків. Для локомотива із складом з семи навантажених вагонеток ВГЗ,3, що рухаються із швидкістю 2,5 м/с по ідеально рівній ділянці колії з ухилом у 30 %, максимально можливий гальмівний момент, що не призводить до блокування коліс, дорівнює 1 174 Н·м, а гальмівний шлях при цьому складає 22,3 м. Але такий результат неможливий навіть для досвідченого машиніста, оскільки він завжди закладає на 30...40 % менший момент, щоб у разі непередбачуваних обставин зміг зупинити потяг. Система автоматичного контролю юза та буксування із приведеним вище алгоритмом керування гальмівними моментами дозволяє зупинити вказаний потяг на гальмівному шляху в 29,8 м, що не перевищує результатів самих кваліфікованих машиністів, навіть після ручного втручання на малій швидкості перед остаточною зупинкою.

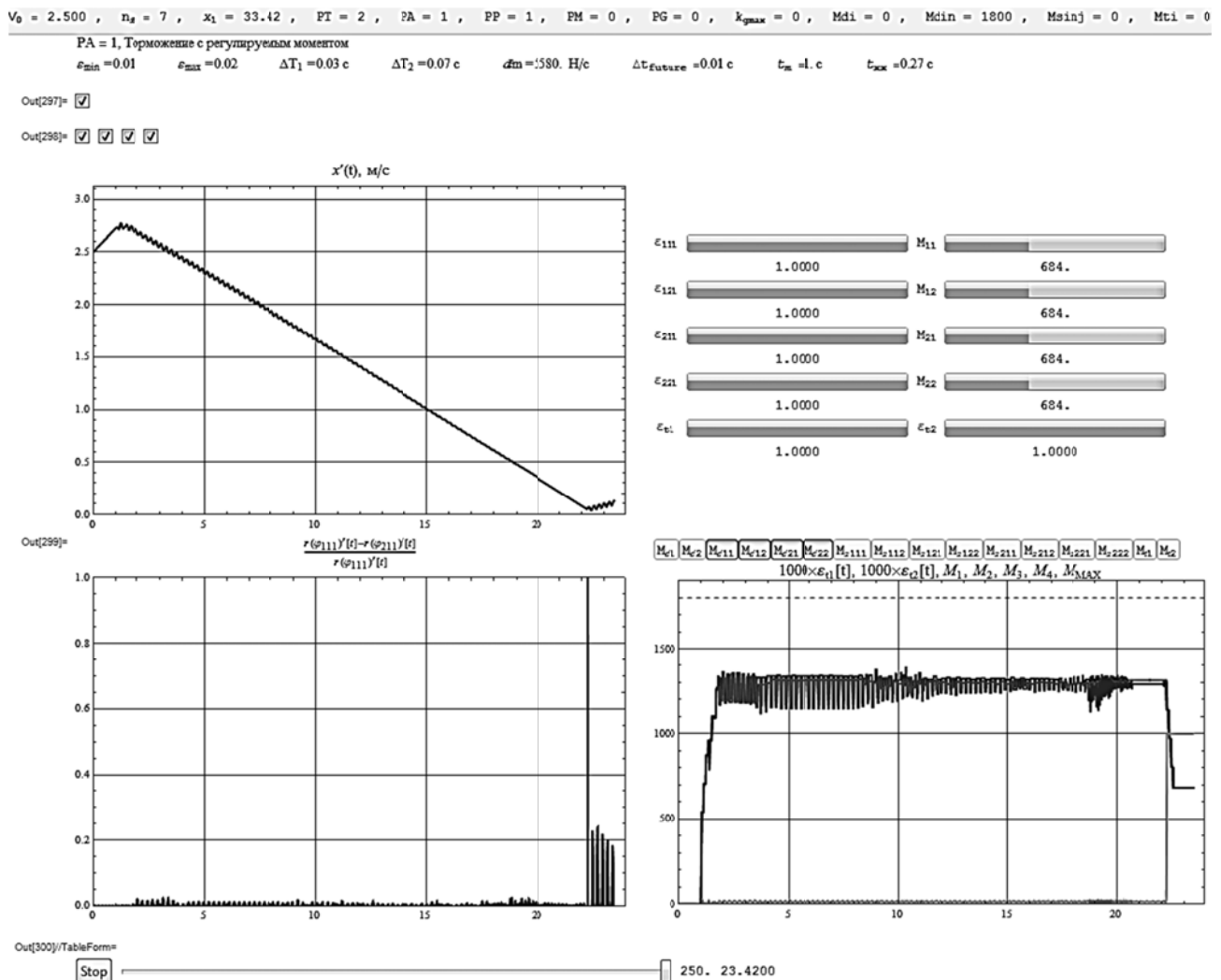


Рис. 3. Проміжний результат моделювання після проходження критично малої швидкості

Робота системи автоматичного контролю юза та буксування побудована на утриманні відносного ковзання коліс $\epsilon_{x inj}$ локомотива по рейках у дозволених межах, не даючи можливості йому довго перевищувати максимальне значення (бо це призводить до юзу), та не знижувати його менше такого, що змушує втрачати гальмівну силу. Це викликає постійні коливання відносного ковзання, що видно з рис. 4. При значному зростанні ковзання автоматична система зменшує гальмівний момент, що знижує величину ковзання. І навпаки, зменшення ковзання збільшує гальмівний момент, а це, в свою чергу, призводить до зростання ковзання. Такі сіпання викликають коливання гальмівної сили F_{inj} на колесах (див. рис. 4).

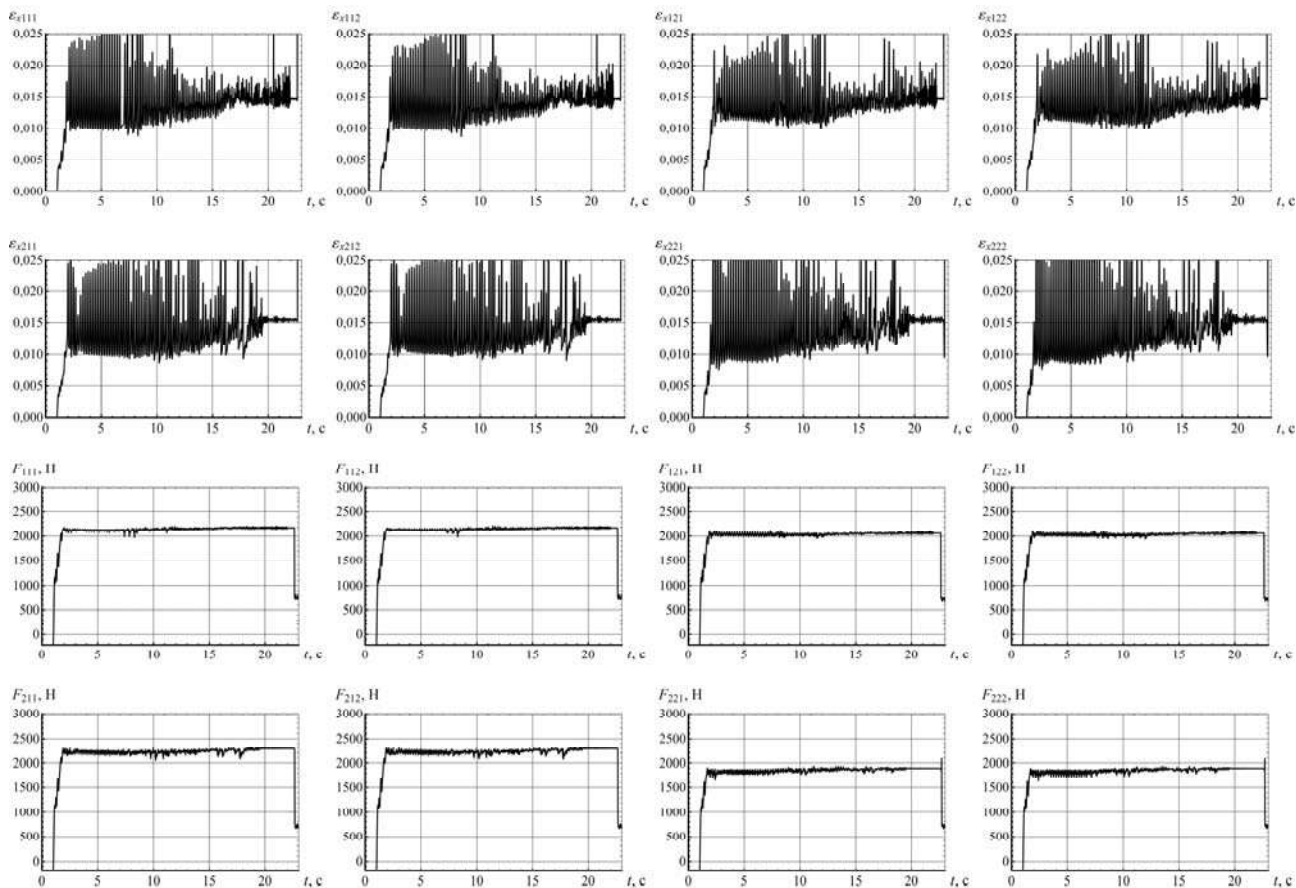


Рис. 4. Графіки відносного ковзання і гальмівних сил на колесах при роботі системи автоматичного контролю юза та буксування

ВИСНОВКИ

Результати математичного моделювання свідчать про те, що на швидкості менше 0,1 м/с система автоматичного контролю юза та буксування перестає виконувати свої функції і для повної зупинки машиніст локомотива повинен взяти на себе функції курування процесом гальмування.

Прийнятий алгоритм роботи системи автоматичного контролю юза та буксування недостатньо вдалий та вимагає вдосконалення, але система автоматичного контролю юза та буксування із приведеним вище алгоритмом керування гальмівними приладами дозволяє зупинити потяг на гальмівному шляху, що не перевищує результатів кваліфікованих машиністів, навіть після ручного втручання на малій швидкості перед остаточною зупинкою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Блохин С. Е. Пути повышения тормозных возможностей шахтных локомотивов / С. Е. Блохин // Збірник наукових праць НГУ. – Днепропетровск, 2011. – № 36. – Т. 2. – С. 63–67.
2. Проців В. В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76–83.
3. Типовые решения по безопасной перевозке людей и грузов в выработках с уклоном от 0,005 до 0,050. – Донецк : ДонУГИ, 1973. – 62 с.
4. Проців В. В. Застосування системи автоматичного контролю юза та буксування на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Гірничі електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 84. – С. 116–125.
5. Проців В. В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса та рейки / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ : РВК НГУ, 2010. – № 34. – Т. 2. – С. 160–171.
6. Проців В. В. Ознаки переходу локомотива в юз при гальмуванні пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесах / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 5. – С. 106–112.

Стаття надійшла до редакції 27.08.2013 р.