

Провівши аналогічні розрахунки для варіанту з відбійкою по одному віялу за вибух, погіршення показників вилучення по руднику склало: втрати — 4,852%, засмічення — 4,179%. Це пояснюється тим, що абсолютна величина похибки залежить лише від точності виконання БВР по формуванню величини відставання відробки стелини-цілика, а її відносна величина, при зменшенні товщини відбиваємого шару за один вибух, зростає, що і призводить до збільшення рівня втрат та засмічення.

Таким чином розроблений алгоритм дає змогу оперативно проводити планування виробництва, будувати середньо та короткострокові прогнози показників якості видобуваної корисної копалини.

#### Список літератури

1. Планування діяльності підприємства: Навч. посіб. / За заг. ред. В.Є. Москалюка. – К.: КНЕУ, 2005. – 384 с.
2. Богуславский Э.И. Управление качеством руды: Учеб. пособие. – СПб: Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 2002. – 78 с.
3. Смолич С.В., Смолич К.С. Решение горно-геологических задач методом «Монте-Карло»: Учеб. пособие. – Чита: ЧитГУ, 2004. – 103 с.
4. Кирьянов Д. Mathcad 13. – СПб: БХВ-Петербург, 2006. – 608 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Ширіним Л.Н.  
Надійшла до редакції 15.10.10*

УДК 622.625.28

© В.В. Проців

## **ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ПОЛОЖЕННЯМ КЛАСИЧНОЇ МЕХАНІКИ**

Разработано систему из 10 тестов, позволяющих выполнить проверку динамической модели движения шахтного поезда, построенной на основе уравнений Лагранжа второго рода, на адекватность основным положениям классической механики. Проведено тестирование и представлены его результаты для модели тяжелого шарнирно-сочлененного локомотива Э10 в различных условиях торможения.

Розроблено систему із 10 тестів, що дозволяють виконати перевірку динамічної моделі руху шахтного потягу, побудованої на основі рівнянь Лагранжа другого роду, на адекватність основним положенням класичної механіки. Проведено тестування і представлені його результати для моделі важкого шарнірно-зчленованого локомотива Е10 в різних умовах гальмування.

The system is developed from 10 tests, allowing to execute verification of the dynamic model of motion of mine train, built on the basis of La Grange's equalization, on adequacy to the substantive provisions of classic mechanics. Testing is conducted and its results are represented for the model of the heavy joint-joined locomotive of E10 under various conditions braking.

Вступ. Використання шахтних важких шарнірно-зчленованих локомотивів вимагає ретельного аналізу їх можливостей при використанні на ділянках з важким профілем колії (до 50 %). Представляє інтерес прогнозування їх тягових і особливо гальмівних характеристик. Для точного урахування всіх можли-

вих чинників (колії та локомотива) складають динамічні моделі, побудовані найчастіше на основі рівнянь Лагранжа другого роду, що описують механічні системи з параметрами, що змінюються у просторі та часі [1, 2]. Проте, достовірної методики оцінки адекватності таких моделей поки не вироблено.

Метою цієї роботи є розробка методики перевірки подовжньої динамічної моделі шахтного локомотива, що рухається в режимі гальмування, на відповідність результатів її рішення положенням класичної механіки і створення для цього системи об'єктивних тестів.

Завданням роботи є перевірка адекватності подовжньої динамічної моделі (системи рівнянь Лагранжа другого роду, початкових умов і числових початкових даних) шарнірно-зчленованого локомотива Е10 основним законам класичної механіки (передусім законам Ньютона), оскільки будь-яка математична модель шахтного потягу (локомотив із вагонами на рейковій колії) повинна пройти тестування, що полягає в порівнянні результатів її розв'язання з результатами рішення рівнянь класичної механіки.

Виклад матеріалів дослідження. Порівнювати рішення рівнянь Лагранжа потрібно, наприклад, з рішенням векторних рівнянь другого закону Ньютона з урахуванням зміни швидкості руху потягу, що приймається у вигляді матеріальної точки. У загальному випадку така модель може бути представлена у вигляді вантажу, що рухається по похилій площині з кутом, тангенс якого дорівнює подовжньому ухилу колії, як це видно на рис. 1.

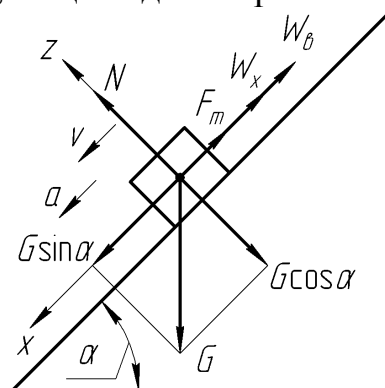


Рис. 1. Розрахункова схема руху потягу в режимі гальмування з позицій класичної механіки (як матеріальної точки)

Спроектувавши на осі  $z$  та  $x$  сили, що прикладені до потягу, який рухається вниз зі швидкістю  $v$  та прискоренням  $a$ , можна записати наступні рівняння

$$N - G \cos \alpha = 0; \quad G \sin \alpha - F_m - W_x - W_e = ma = \frac{G}{g_0} a,$$

де  $N$  – реакція рейки від сили тяжіння потягу,  $N$ , визначається як сума нормальних реакцій рейок під локомотивом  $N_l$  і складом вагонеток  $N_e$ , тобто

$$N = N_l + N_e \text{ оскільки } G = G_l + G_e;$$

$G, m$  – сила тяжіння і маса потягу, Н та кг;

$G_l, G_e$  – сила тяжіння локомотива і вагонеток відповідно, Н;

$F_m = f_0 N_l$  – гальмівні сили, що виникають в точках контакту доріжок катання рейок і коліс локомотива, Н;

$f_0$  – коефіцієнт тертя ковзання стали по сталі;

$W_x = f_l N_l$  – сила подовжнього пружного ковзання коліс локомотива в точці контакту з рейками, Н;

$f_l$  – коефіцієнт пружного ковзання коліс локомотива;

$W_e = w_e n_e = f_e N_e$  – сила подовжнього опору руху коліс вагонеток в точці контакту з рейками, Н;

$w_e$  – питомий опір руху коліс вагонетки, Н;

$n_e$  – кількість вагонеток в потягу, шт;

$f_e$  – коефіцієнт пружного ковзання коліс вагонеток;

$g_0$  – прискорення вільного падіння на рівні моря на широті України. Тому

$$a = \frac{g_0(G \sin \alpha - F - W_x - W_e)}{G} = \frac{g_0(G \sin \alpha - f_0 G_l \cos \alpha - f_l G_l \cos \alpha - f_e G_e \cos \alpha)}{G}.$$

Тоді умови прискореного руху можна записати як

$$G \sin \alpha - f_0 G_l \cos \alpha - f_l G_l \cos \alpha - f_e G_e \cos \alpha > 0,$$

або з деяким допущенням  $\operatorname{tg} \alpha > f_0 + f_l + f_e$ .

Але  $\operatorname{tg} \alpha = i_p$ , а  $f_0 + f_l + f_e = \psi_{\text{п}}$ , де  $\psi_{\text{п}}$  – приведений коефіцієнт зчеплення коліс потягу з рейками.

Тобто, потяг рухатиметься по ухилу вниз з прискоренням тільки в тому випадку, якщо  $i_p > \psi_{\text{п}}$  (величина ухилу більше значення приведенного коефіцієнта зчеплення потягу).

При цьому слід враховувати, що в класичній механіці сили діють з постійною величиною і направленням, тому такий режим можна вважати стаціонарним. У динамічних же моделях сили можуть змінюватися в значних межах і по величині, і по знаку, тому для тестування потрібно вибирати режими руху, найбільш наближені до стаціонарних. Часто слід відсікати (не враховувати) періоди часу, коли в динамічній моделі відбуваються перехідні процеси, наприклад, при початку руху потягу або при його зупинці, а також при переході з рівномірного руху (з постійною швидкістю) в прискорений або сповільнений. Перехідні процеси виникають ще й тому, що додаток гальмівного моменту до коліс не відбувається миттєво, а розтягнуто в часі з-за наявності холостого ходу гальмівних пристроїв і трансмісії локомотива. Для підвищення точності обчислень шлях, що проходить поїзд в режимі, наближеному до стаціонарного, повинен

бути, по можливості, довше (не менше 10 м), а час руху якнайтриваліше (більше 20 с).

Тому прикладаючи гальмівний момент, що не призводить до заклинювання коліс, слід вибирати максимально низьке можливе його значення, оскільки амплітуда збурених коливань при цьому мінімальна. І навпаки, вибираючи гальмівний момент, який заблокує колеса локомотива, потрібно призначати максимальний (природно, реально можливий) момент. В цьому випадку коливання системи з накладеними зв'язками в гальмівних пристроях матимуть найменшу амплітуду. Для гальмівних задач звичайно визначають гальмівний шлях  $s$  при зупинці або уповільненні потягу, що рухається з початкової  $v_0$  до кінцевої швидкості  $v$  (при зупинці вона дорівнює нулю), який знаходять з виразу

$$s = \frac{v^2 - v_0^2}{2g_0(\sin(-\alpha) - \psi_{\Pi} \cos \alpha)}$$

Тут знак плюс кута нахилу ділянки колії до горизонталі  $\alpha$  відповідає підйому, а мінус – спуску. Приведений коефіцієнт зчеплення потягу [3] знаходять як

$$\psi_{\Pi} = \frac{F_m + W_x + W_{\epsilon}}{G_{\text{л}} + G_{\text{в}}}$$

У цій формулі використовуються гальмуючі сили (сума гальмівних сил на колесах локомотива і суми сил опору руху коліс локомотива і вагонеток), які беруть з рішення системи рівнянь динамічної моделі.

Враховуючи вищевикладене, можна сформулювати наступні основні тести для перевірки адекватності динамічної моделі руху потягу в режимі гальмування законам класичної механіки.

1. Рух в режимі збігу по ідеально прямій горизонтальній ділянці колії (без прикладання гальмівного моменту).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

2. Рух в режимі гальмування по ідеально прямій горизонтальній ділянці колії (без блокування коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

3. Рух в режимі гальмування по ідеально прямій горизонтальній ділянці колії при гальмівному моменті, що перевищує максимально допустимий (з блокуванням коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

4. Рух вгору в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії (без блокування коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

5. Рух вгору в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з прикладенням гальмівного моменту, що перевищує максимально допустимий (з блокуванням коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

6. Рух вниз в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з ухилом меншим, ніж приведений коефіцієнт зчеплення потягу (без блокування коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

7. Рух вниз в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з ухилом менше, ніж приведений коефіцієнт зчеплення потягу з прикладанням гальмівного моменту, що перевищує максимально допустимий (з повним або частковим блокуванням коліс).

Потяг повинен зупинитися (уповільнення).

8. Рух вниз в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з ухилом більше, ніж приведений коефіцієнт зчеплення потягу (без блокування коліс).

Потяг не повинен зупинитися (прискорення)..

9. Рух вниз в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з ухилом більше, ніж приведений коефіцієнт зчеплення потягу з прикладанням гальмівного моменту, що перевищує максимально допустимий (з блокуванням коліс).

Потяг не повинен зупинитися (прискорення).

10. Рух вниз в режимі гальмування по ідеально прямій похилій ділянці колії з ухилом, що дорівнює по модулю приведенному коефіцієнту зчеплення потягу з прикладанням гальмівного моменту, що створює рівність рушійних (сила скочення) та гальмуючих сил (гальмівні сили локомотива, сили опору руху локомотива і вагонеток) (без блокування коліс).

Потяг не повинен зупинитися (рівномірний рух). Збіг результатів не перевіряється.

Якщо з рухом по горизонталі або вгору все достатньо зрозуміло (потяг повинен обов'язково зупинитися на розрахунковому шляху), то при русі вниз в режимі гальмування можливі наступні варіанти (рис. 2).

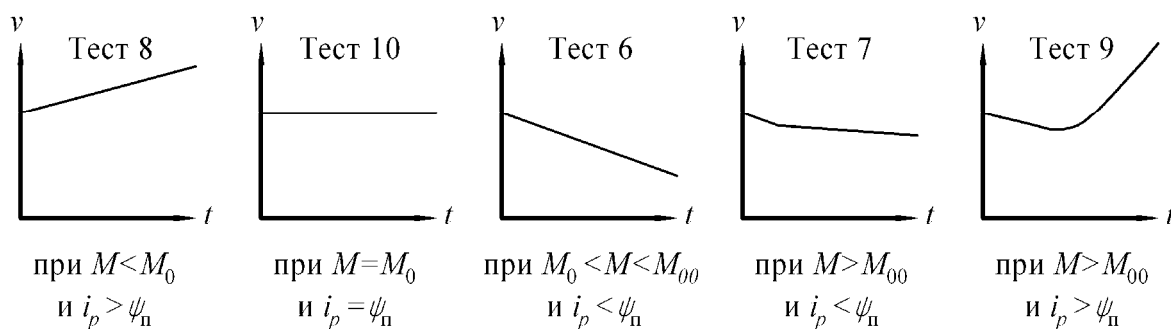


Рис. 2. Графіки залежності швидкості потягу від часу в тестах для руху вниз

Коли прикладений до коліс локомотива гальмівний момент  $M$  менший за деякий момент  $M_0$  (моменту рівних рушійних і гальмуючих сил), та при цьому ухил колії буде більше приведенного коефіцієнта зчеплення потягу ( $i_p > \psi_n$ ), то

швидкість потягу зростатиме і зупинки не відбудеться. Це відповідає результату, що отримано в тесті 8.

У випадку, якщо прикладений гальмівний момент дорівнює  $M_0$  й  $i_p > \psi_n$ , то швидкість потягу залишиться постійною і зупинки не відбудеться. Такий результат відповідає одержуваному в тесті 10.

Якщо ж гальмівний момент буде більший, але менше максимально допустимого, вище за який настає часткове або повне блокування коліс локомотива, і при цьому ухил колії менше приведенного коефіцієнта зчеплення потягу ( $i_p > \psi_n$ ), то швидкість потягу знижуватиметься аж до повної його зупинки (тест 6).

При перевищенні прикладеним гальмівним моментом величини, відповідної  $M_{00}$ , виникне часткове або повне блокування коліс, але через те, що ухил колії менше приведенного коефіцієнта зчеплення потягу ( $i_p < \psi_n$ ), функція  $v(t)$  зменшить кут нахилу (у момент часу, коли  $M$  зростаючи порівняється з  $M_{00}$ ). Так поводить ся залежність швидкості локомотива від часу в тесті 7. Потяг зупиниться, але на значно більшому гальмівному шляху, чим це буде в тесті 6.

У тесті 9, при перевищенні гальмівним моментом величини максимально допустимого ( $M > M_{00}$ ) та  $i_p > \psi_n$  виникне блокування коліс, яке приведе до зростання швидкості потягу, тому його зупинка не можлива.

Результати тестування динамічної моделі [1] шарнірно-зчленованого локомотива Е10 наведені табл. 1. Для прикладу на рис. 3 представлені характеристичні графіки шахтного потягу, що складається з локомотива та чотирьох вагонеток ВГЗ,3, що рухаються вниз з початковою швидкістю 1 м/с по прямій ділянці колії з ухилом 30 ‰.

Таблица 1

Тесты для проверки адекватности динамической модели положениям классической механики

№	Наименование	Коеффициент сцепления локомотива	Начальная скорость движения, м/с	Тормозной момент, Нм	Сила тягести локомотива, Н	Сила тягести вагонетки типа ВГЗ,3, Н	Количество вагонеток, шт.	Приведенный коэффициент сцепления поезда	Сравнение коэффициента сцепления и уклона, заключение о возможности остановки при движении вниз	Уклон пути ("+" это подъем)	Тормозной путь из решения динамических уравнений, м	Тормозной путь из решения уравнений классической механики, м	Относительное расхождение (сходимость)	Расхождение, %
1	Горизонтальный выбег	0,17	2,50	0	98 826	58 860	7	0,0056	>	0,0000	46,9469	47,0785	0,9972	0,28
2	Горизонтальное торможение без блокировки	0,17	5,00	1 200	98 826	58 860	7	0,0397	>	0,0000	14,4012	14,4983	0,9933	0,67
3	Горизонтальное торможение с блокировкой	0,17	3,50	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	>	0,0000	12,1162	12,1803	0,9947	0,53
4	Вверх торможение без блокировки	0,17	5,00	1 100	98 826	58 860	7	0,3530	>	0,0300	3,9344	3,9908	0,9859	1,41
5	Вверх торможение с блокировкой	0,17	5,00	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	<	0,0300	6,3812	6,4990	0,9819	1,81
6	Вниз торможение без блокировки при $i < \psi$	0,17	2,50	1 174	98 826	58 860	7	0,0402	>	-0,0300	22,3025	22,3505	0,9979	0,21
7	Вниз торможение с блокировкой при $i < \psi$	0,17	1,00	1 300	98 826	58 860	4	0,0332	>	-0,0300	9,7217	9,4548	1,0282	-2,82
8	Вниз торможение без блокировки при $i > \psi$	0,17	2,00	700	98 826	58 860	7	0,0000	<	-0,0300	ускорен.	ускорен.	1,0055	-0,55
9	Вниз торможение с блокировкой при $i > \psi$	0,17	2,00	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	<	-0,0300	ускорен.	ускорен.	1,0142	-1,42
10	Вниз равномерное движение при $i = \psi$	0,17	2,00	820	98 826	58 860	7	0,0300	=	-0,0300	равномерно			

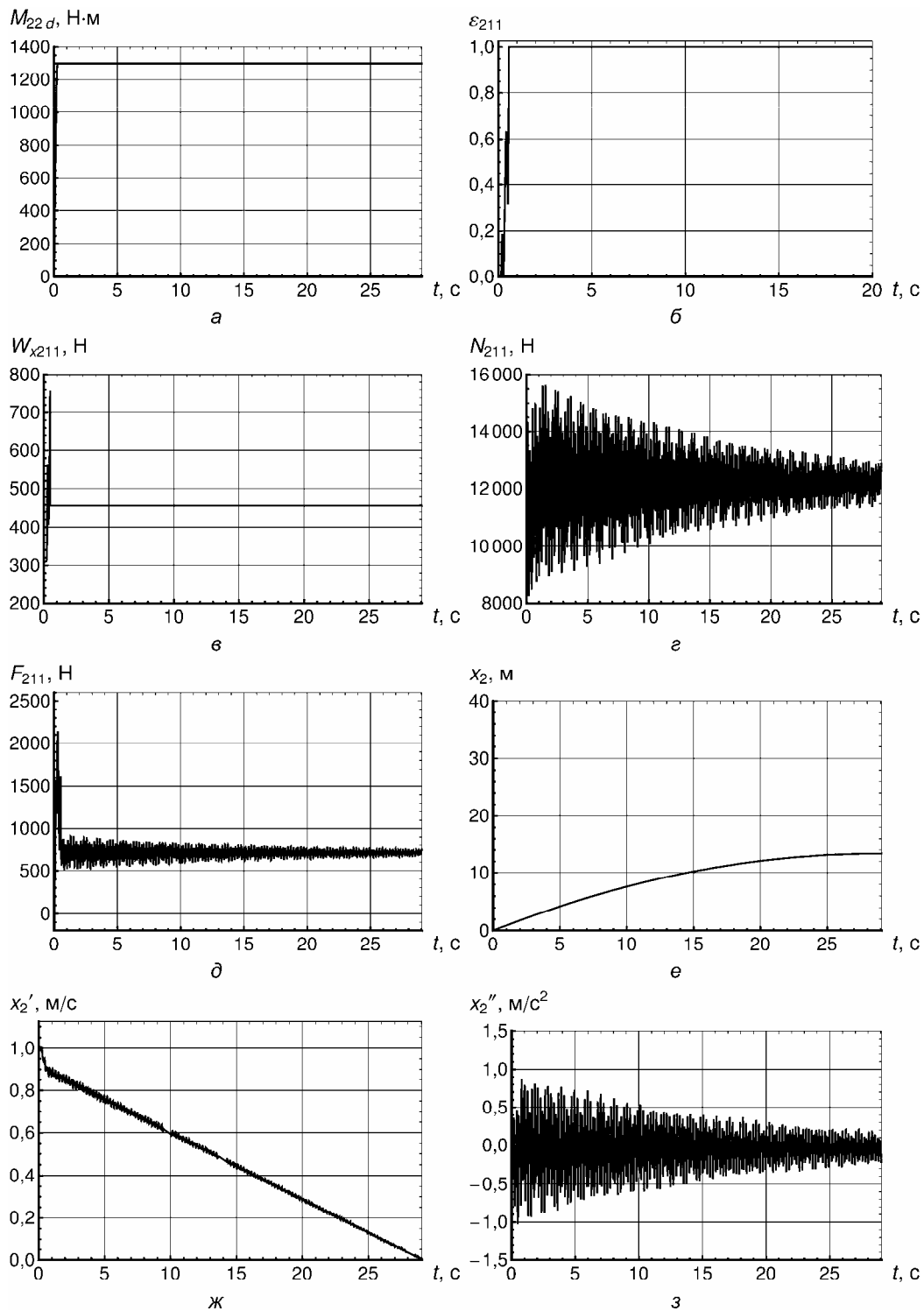


Рис. 3. Графіки параметрів гальмування від часу в тесті 7:

- |                               |                                 |
|-------------------------------|---------------------------------|
| 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  |

Гальмування здійснюється дисковими осьовими гальмами, до яких прикладають момент, рівний 1300 Н·м (рис. 3, а). Таке співвідношення початкових даних для вирішення динамічної моделі відповідає тесту 7. Приблизно протя-

гом однієї секунди (рис. 3, б) питоме ковзання  $\varepsilon_{211}$  на колесі (всі представлені на рис. 3 параметри надані для лівого колеса першої по ходу руху колісної пари другої тягової секції, тобто нижній індекс 211, або для рами другої тягової секції, – нижній індекс 2) зросло до одиниці, оскільки гальмівний момент виявився занадто великим, що привело до блокування коліс. Подовжній опір руху  $W_{x211}$  на колесі локомотива (рис. 3, в) злетів до величини в 760 Н, а потім впав і встановився на відмітці 460 Н. Після перерозподілу навантажень на колеса локомотива (від сили на зчепленні і подовжнього прискорення при гальмуванні) середнє значення реакції рейки під відповідним колесом  $N_{211}$  стало рівним 1375 Н (рис. 3, г). Гальмівна сила  $F_{211}$  на вказаному колесі протягом секунди зростає вище 2500 Н, а потім впала до значення 800 Н (рис. 3, д). За 28,7945 с руху до повної зупинки гальмівний шлях  $x_2$  рами другої тягової секції склав 13,106 м (рис. 3, е), а швидкість  $x_2$  впала до нуля (рис. 3, ж). Прискорення тягової секції  $x_2$  в першу секунду руху складало близько  $0,3 \text{ м/с}^2$ , проте після блокування коліс знизилося до  $0,1 \text{ м/с}^2$  (рис. 3, з), що збільшило гальмівний шлях.

Великі осциляції нормальної реакції, гальмівної сили, швидкості й прискорення свідчать про протікання перехідних процесів, що відбуваються в системі, тому для її ототожнення із стаціонарною системою при визначенні збіжності довелося відкинути перші 4 с ( $\Delta t$ ) перехідних процесів гальмування, які не враховувалися в розрахунках збіжності. Усікати частину процесу перед зупинкою в даному випадку не знадобилося ( $\Delta t=0$ ). Фрагмент листингу визначення збіжності результатів рішення динамічної моделі та класичних рівнянь механіки, виконаний в програмному комплексі Wolfram Mathematica 7, наведеного нижче.

```
(*Тестирование на сходимость результатов решения
динамической модели с результатами классической механики*)
Table[iFM[i,n,j] = FunctionInterpolation[FM[i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
      {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
Table[iWM[x,i,n,j] = FunctionInterpolation[WM[x,i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
      {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]

Δt = 4,
Δtt = 0,

Finj =  $\frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iF_{M[i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$ 

Wx =  $\frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iW_{M[x,i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$ 

mc wg
mloc
mc
x1'[tm + txx + Δt] /. sol
x1'[te - Δtt] /. sol
Sin[ArcTan[ip1[t]]] /. sol
(x1[te - Δtt] - x1[tm + txx + Δt]) /. sol
ψn =  $\frac{Finj + Wx + m_c w_g}{g_0 (m_{loc} + m_c)}$ 

sklass =  $\frac{(x_1'[te - \Delta tt])^2 - (x_1'[tm + txx + \Delta t])^2}{2 g_0 (\text{Sin}[\text{ArcTan}[-i_{p1}[t]]) - \psi_n \text{Cos}[\text{ArcTan}[-i_{p1}[t]]])}$  /. sol
shodimost =  $\frac{x_1[te - \Delta tt] - x_1[tm + txx + \Delta t]}{s_{klass}}$  /. sol
```



Тут сумарна гальмівна сила локомотива визначається як сума гальмівних сил (на листингу позначена  $iF_{inj}$ ) на всіх його колесах, визначених інтеграцією одержаних в результаті розв'язання динамічної системи функцій зміни гальмівних сил від часу у міру руху локомотива. Аналогічно визначають і силу опору руху коліс локомотива (на листингу позначена  $iW_{inj}$ ).

Проте якщо на тій же ділянці колії та з тією ж швидкістю локомотив транспортуватиме вже сім навантажених вагонеток, і буде прикладений той же гальмівний момент, то приведений коефіцієнт зчеплення потягу зменшиться (0,0241809) і стане менше ухилу колії. Тоді рух потягу стане прискореним, що відповідає результату по тесту 9. На рис. 4 представлені характеристичні графіки такого варіанту гальмування, де прийняті ті ж позначення, що і на попередньому рисунку.

Хоча ні величина гальмівних сил, ні сил опору руху локомотива істотно не змінилися, але потяг вже не зміг зупинитися. Природно, неконтрольоване підвищення швидкості приведе до катастрофи, матеріальних збитків і, можливо, до людських жертв, тому такий сценарій гальмування украй не бажаний.

Висновки. При тестуванні динамічної моделі на її адекватність положенням класичної механіки слід не враховувати періоди часу, коли в динамічній моделі відбуваються перехідні процеси. Для підвищення точності обчислень колія, що проходить поїзд в режимі, наближеному до стаціонарного, повинен бути, по можливості, довше (не менше 10 м), а час руху якнайтриваліше (більше 20 с).

Прикладаючи гальмівний момент, що не призводить до заклинювання коліс, слід вибирати максимально низьке можливе його значення, та навпаки, вибираючи гальмівний момент, який заблокує колеса локомотива, потрібно призначати максимальний реально можливий момент.

Тестирование продольной динамической модели шахтного локомотива или поезда в режиме торможения позволяет определить ее адекватность положениям классической механики и избежать грубых ошибок в математической модели и числовом материале исходных данных.

Вперше запропоновані 10 тестів, що дозволяють всесторонньо апробувати динамічну модель в режимі гальмування шахтного потягу на ухилах до 50 %.

При русі шахтного потягу вниз по ухилу гірничого вироблення із заблокованими колесами в режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки, рух з прискоренням можливий лише в тому випадку, якщо значення ухилу більше величини приведенного коефіцієнта зчеплення потягу, а прикладений гальмівний момент перевищує максимально допустимий.

Розбіжності  $\Delta$  в результатах довжини гальмівного шляху, одержаних з рішення динамічної моделі та на підставі рівнянь класичної механіки не можуть відрізнитися більш ніж на 5 %, і завжди повинні пояснюватися особливостями динамічної моделі.

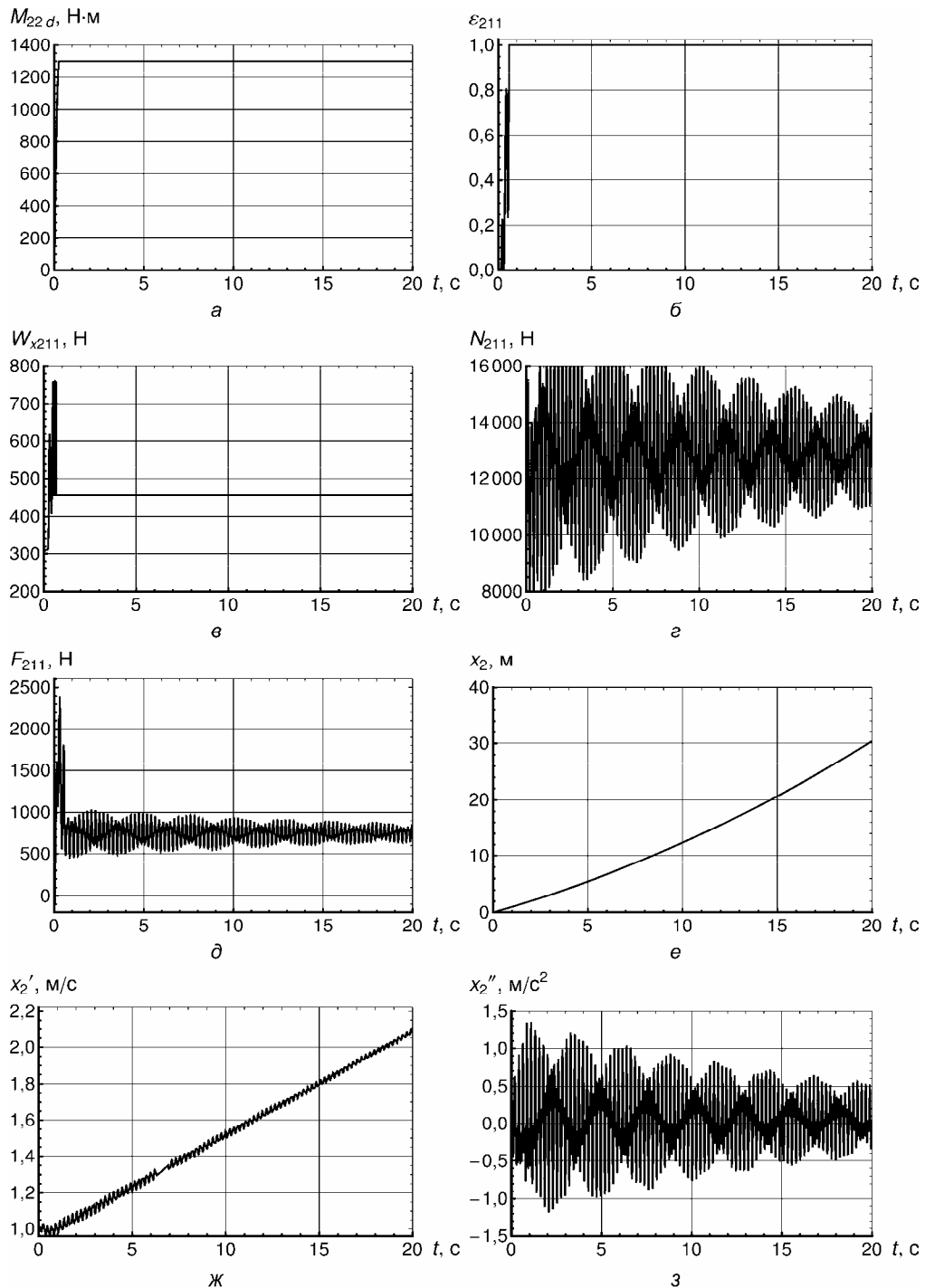


Рис. 4. Графіки параметрів гальмування в тесті 9 (див. позначення на рис. 3)

#### Список літератури

1. Проців В.В., Гончар О.Є. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контакті колеса та рейки // Зб. наук. праць – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2010. – № 34. т. 2 – С. 160-171.
2. Моря А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ: НГУ, 2003. – Вип. 71. – С. 75-82.
3. Коптовец А.Н., Шибалов С.Ф., Новицкий А.В. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов. // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб.-2004.-Вип. 203.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Блохіним С.Є.  
Надійшла до редакції 22.10.10*