

ОРГАНІЗАЦІЯ ТА УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ
ПЕРЕВЕЗЕНЬ

УДК 656.212

Козаченко Д.М., к.т.н., доцент, начальник НДЧ (ДНУЗТ)

МОДЕЛЮВАННЯ СКОЧУВАННЯ ВІДЧЕПА ЯК ДИНАМІЧНОЇ
СИСТЕМИ ВЗАЄМОПОВ'ЯЗАНИХ ВАГОНІВ

Вступ. Однією з основних задач функціонування залізничного транспорту є безумовне забезпечення безпеки руху поїздів та маневрових составів. Наведена задача є досить актуальною для сортувальних гірок так, як, незважаючи на суттєве завантаження гіркових пристроїв, нормативна база для оцінки безпеки руху вагонів на спускній частині сортувальних гірок та в сортувальних парках недостатньо вивчена в науково-методичному плані. Розробка методики оцінки безпеки функціонування сортувальних гірок необхідна як для оперативних умов для визначення їх поточного стану та аналізу причин браків у роботі, так для проектування нових сортувальних пристроїв і систем їх керування.

Постановка задачі. Питання безпеки руху вагонів досить детально вивчені для умов поїзного руху по магістральних коліях. Однак безпосередньо використовувати розроблені для їх аналізу методи та моделі [1-5] в задачах дослідження динамічної взаємодії вагона та залізничної колії на сортувальних гірках неможливо з наступних причин: різні вимоги до улаштування колій у плані та профілі, відмінність у нормах утримання колій, наявність гальмівних уповільнювачів та стрілочних переводів, різний рівень швидкостей та вільний характер скочування вагонів.

В сучасних умовах для дослідження гіркових процесів розроблена значна кількість моделей [6-8]. Але існуючі моделі орієнтовані на дослідження умов розділення відчепів на розділових елементах і не можуть використовуватись для аналізу умов взаємодії вагонів у відчепі та коліс з рейками, що необхідно для оцінки безпеки їх скочування з гірки.

Наведені проблеми вимагають розробки методів оцінки безпеки руху, що враховують особливості руху вагонів на сортувальних гірках. Основним методом вирішення цієї задачі є імітаційне моделювання яке

широко використовується для дослідження поздовжньої динаміки вагонів в складі поїздів, у тому числі і їх стійкості від сходу з рейок [5].

Модель скочування відчепів з гірки. В загальному випадку модель процесу скочування включає модель відчепа та модель маршруту скочування. У зв'язку з тим, що при моделюванні гіркових процесів в задачах оцінки безпеки руху виникає необхідність дослідження сил, які діють у вагоні між окремими його частинами, між окремими вагонами відчепа та у системі вагон-колія, то при розв'язанні таких задач модель відчепа у вигляді нерозтяжного гнучкого стержня [8] є неадекватною і відчеп необхідно розглядати як динамічну систему. Через складність конструкції вагона та можливу значну кількість вагонів у відчепі при моделюванні гіркових процесів для спрощення та прискорення обчислювальних експериментів прийнята дворівнева модель відчепа [5], яка включає одномірну модель відчепа та просторову модель досліджуемого вагона. В даній статті наведена структура одномірної моделі.

Основним призначенням одномірної моделі відчепа є визначення величини зусиль у міжвагонних з'єднаннях під час скочування відчепа з гірки. При цьому у одномірній моделі відчеп розглядається як система взаємопов'язаних вагонів, з'єднаних між собою нелінійними зв'язками, а саме демпферами сухого тертя. Розрахункова схема відчепа для загального випадку зображена на рисунку 1.

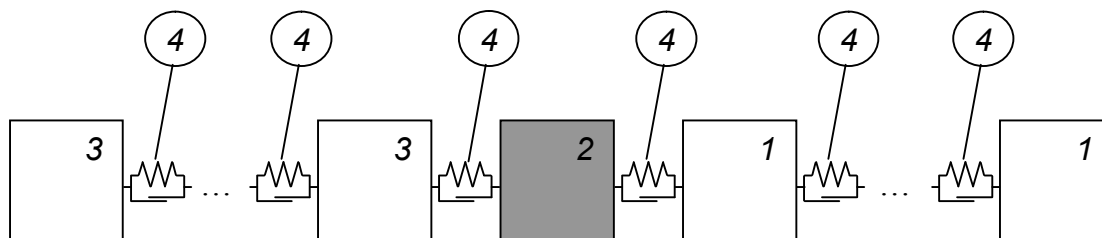


Рисунок 1 – Розрахункова схема одномірної моделі відчепа: 1 – вагони головної групи, 2 – досліджуемый вагон; 3 – вагони хвостової групи; 4 – зв'язки між групами вагонів

В окремих випадках вагони головної чи хвостової груп і відповідні зв'язки можуть бути відсутніми. В пам'яті ЕОМ відчеп представляється структурою

$$c = \{V, G_B\},$$

де V – вектор параметрів вагонів відчепа;

G_B – зв'язки, що відповідають автозчепам між вагонами відчепа.

Кожен вагон $v_i \in V$, $i = \overline{1, n}$ у одномірній моделі описується структурою

$$v = \{t_{\text{ВГ}}, \mathbf{A}, q_{\text{ВГ}}, w_0, K_{\text{СВ}}, s_{\text{В}}, v_{\text{В}}\},$$

де $t_{\text{ВГ}}$ – тип вагона;

\mathbf{A} – вектор міжосьових відстаней, в якому перший та останній елементи є відповідно відстаням від осі автозчепів до першої осі вагона та від останньої його осі до осі автозчепа, м;

$q_{\text{ВГ}}$ – маса вагона, т;

w_0 – основний питомий опір вагона, Н/кН;

$K_{\text{СВ}}$ – коефіцієнт для розрахунку опору середовища та вітру;

$s_{\text{В}}$ – поточна координата першої осі вагона, м;

$v_{\text{В}}$ – поточна швидкість вагона, м/с;

n – загальна кількість вагонів у відчепі.

Коефіцієнт $K_{\text{СВ}}$ для першого та наступних вагонів у відчепі визначається відповідно [9] за формулами

$$K_{\text{СВ}} = \frac{17,8c_x S_{\text{ВГ}}}{(273 + t_{\text{НС}})q_{\text{ВГ}}}, \quad K_{\text{СВ}} = \frac{17,8c_{xx} S_{\text{ВГ}}}{(273 + t_{\text{НС}})q_{\text{ВГ}}},$$

де $S_{\text{ВГ}}$ – площа поперечного перетину вагонів, м²;

c_x, c_{xx} – коефіцієнти повітряного опору першого (одиначного) та наступних вагонів у відчепі [9];

$t_{\text{НС}}$ – температура навколишнього середовища, °С.

Міжвагонні з'єднання у відчепі складаються з автозчепів та поглинаючих апаратів. У пам'яті ЕОМ кожен автозчеп з поглинаючим апаратом $g_i \in G$, $i = \overline{1, n-1}$ описується структурою

$$g_i = \{v_{\text{В},i}, v_{\text{В},i+1}, t_a, q_{\text{П}}\}, \quad (1)$$

де t_a – тип пристрою (поглинаючого апарату), що забезпечує з'єднання;

$q_{\text{П}}$ – деформація з'єднання на попередньому кроці.

В якості моделі маршруту скочування відчепа використовується модель осі залізничної колії, що описує її план та профіль. При цьому, вісь

колії у плані розглядається як множина прямолінійних та криволінійних ділянок $a_k \in \mathbf{A}_k$, $k = \overline{1, s}$, кожна з яких представляється структурою

$$a_k = \{l_k, \theta_{\Pi}, \pm R_k, K_{\text{ск}}, w_T\},$$

де l_k – довжина ділянки, м;

θ_{Π} – тип елемента ($\theta_{\Pi}=0$ – прямолінійна ділянка, чи крива; $\theta_{\Pi}=1$ – стрілочний перевід);

$\pm R_k$ – радіус кривої на ділянці, м; для прямолінійних ділянок $R_k=\infty$, знак при радіусі кривої вказує на напрям повороту кривої;

$K_{\text{ск}}$ – середньозважений коефіцієнт опору стрілок та кривих на ділянці;

w_T – питомий гальмівний опір на ділянці колії Н/кН;

s – кількість елементів плану колії.

Значення $K_{\text{ск}}$ розраховується за формулою

$$K_{\text{ск}} = \frac{0,56}{l_{\text{стр}}} \theta_{\Pi} + \frac{41,4}{\pi |R_k|},$$

де $l_{\text{стр}}$ – довжина стрілочного переведу, м;

Поздовжній профіль осі колії \mathbf{I}_{Π} описується модифікованим кубічним сплайном [10]

$$\mathbf{I}_{\Pi} = \{S_k, K_{1k}, K_{2k}, K_{3k}\}, k = 1, \dots, n_{\text{y}}+1$$

де S_k – абсциси вузлів сплайну від початку маршруту скочування.

Ухил в деякій точці на маршруті скочування s_0 визначається за формулою

$$i(s_0) = K_{1k} + 2K_{2k}(s_0 - s_k) + 3K_{3k}(s_r - s_k)^2, \quad (2)$$

де K_{1k}, K_{2k}, K_{3k} – коефіцієнти сплайну.

У зв'язку з тим, що під час моделювання скочування відчепа виникає необхідність синхронізації у часі процесів, що відбуваються у окремих його частинах, то процес скочування описується диференціальним рівнянням у якому незалежною змінною є час

$$v' = f(t, v). \quad (3)$$

Вихідними даними для моделювання є інформація одномірної моделі відчепа та осі колії. Розрахункова схема сил, що діють на вагон під час скочування з гірки у складі відчепа, зображена на рисунку 2. При скочуванні вагона по похилій площині з ухилом $i_{\text{вг}}$ його вага $q_{\text{вг}}$ може бути розкладена на дві складові: силу P , що перпендикулярна похилій площині, та силу $F = q_{\text{вг}} i_{\text{вг}}$, що їй паралельна. Рухові вагона протидіють сили опору W різної природи: основний опір, опір середовища та вітру, стрілок та кривих. Зважаючи на те, що у одномірній моделі відцеп розглядається як динамічна система, то в ній також розглядаються сили, що виникають у автозчепках та поглинаючих апаратах S_{a1} та S_{a2} .

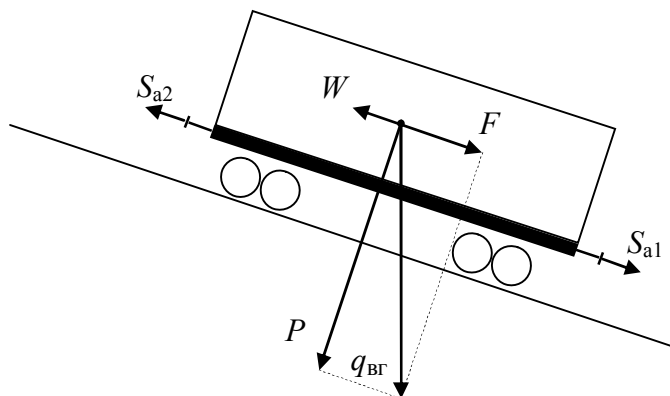


Рисунок 2– Сили, що діють на вагон у відчепі під час скочування з гірки

Таким чином, рушійна сила, що діє на окремих вагон у відчепі під час скочування з гірки дорівнює

$$F_p = F - W + S_{a1} - S_{a2}, \text{ або}$$

$$F_p = q_{\text{вг}} (i_{\text{вг}} - w + s_{a1} - s_{a2}),$$

де w – питомий опір руху вагона;

s_{a1}, s_{a2} – питомі зусилля, що діють у міжвагонних зв'язках..

Величина середнього ухилу під вагоном визначається за формулою

$$i_B = \frac{\sum_{r=1}^n i_{Or}}{v_n},$$

де v_n – кількість осей у вагоні;

i_{Or} – ухил під r -ю віссю вагона, що визначається за формулою (2).

Питомий опір руху вагона визначається за допомогою виразу

$$w = w_0 + w_{СК} + w_{СВ} + w_T,$$

де $w_{СК}$ – питомий опір стрілок та кривих;

$w_{СВ}$ – питомий опір середовища та вітру.

Опір стрілок та кривих залежить від швидкості руху вагона та розраховується за формулою

$$w_{СК}(v_B) = K_{СК} v_B^2, \quad (4)$$

Опір від навколишнього середовища та вітру визначається за формулою:

$$w_{СВ}(v_B) = K_{СВ} v_{Від}^2, \quad (5)$$

де відносна швидкість відчепу та вітру складає

$$v_{Від}^2 = (v_B^2 + v_{ВіТ}^2 \pm 2v_B v_{ВіТ} \cos\beta) \text{sign}(v_B \pm v_{ВіТ} \cos\beta),$$

де $v_{ВіТ}$ – швидкість вітру, м/с;

β - кут між напрямком руху вагона та напрямком вітру.

Дія гальмових уповільнювачів моделюється як додатковий опір w_T , що діє на деякій ділянці l_K .

Зусилля в автозчепках S_{a1} та S_{a2} залежать від величини поздовжньої деформації q_x , конструктивних особливостей поглинаючого апарату, що визначаються його типом t_a , та від характеру роботи (навантаження чи розвантаження). Для вантажних вагонів найбільш поширеними є пружинно-фрикційні поглинаючі апарати. В якості моделі міжвагонних зв'язків використовується демпфер сухого тертя, характеристиками якого є жорсткість навантаження K_n , жорсткість розвантаження K_p , жорсткість

конструкції K_k та робоча хода апарату q_p , що пов'язують величину поздовжньої деформації q_x і зусилля в автозчепі S_a . Зважаючи на те, що поглинаючий апарат вмонтований у конструкцію вагону таким чином, що завжди працює на стискання, а автозчеплення має деякий зазор δ_a , то в графічному вигляді характеристика міжвагонного зв'язку може бути представлена у вигляді рисунку 3.

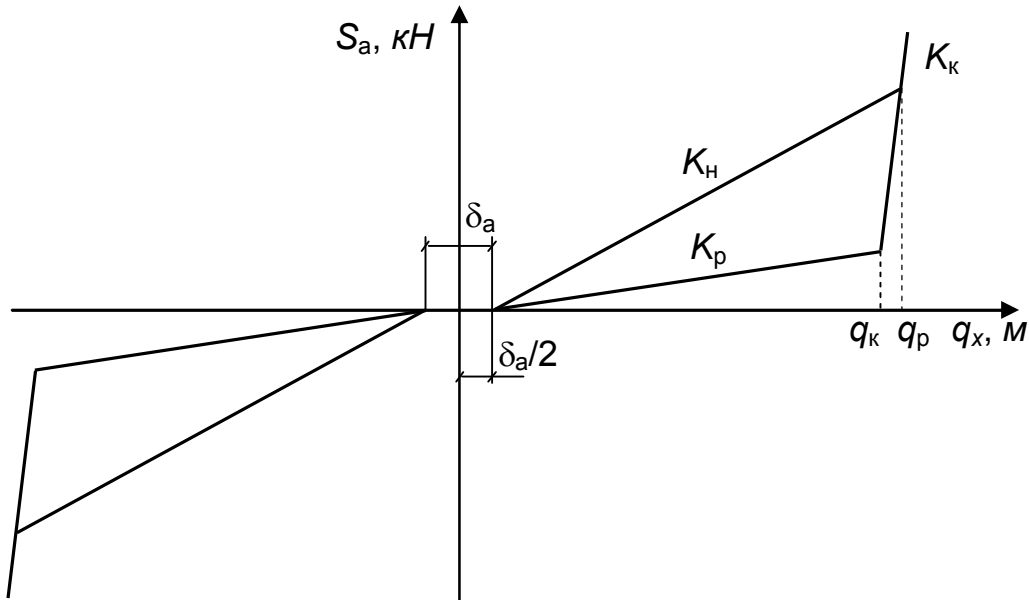


Рисунок 3 – Характеристика міжвагонного зв'язку

Величина зусилля у міжвагонному з'єднанні для деякої величини деформації $q_x = s_{B1} - l_{B1} - s_{B2}$ визначається за допомогою виразу

$$\begin{cases} S_{ax} = 0, \text{ при } q_x \leq \delta_a / 2; \\ S_{ax} = K_n (q_x - \delta_a / 2), \text{ при } \delta_a / 2 < q_x \leq q_p \text{ та } q_x > q_p; \\ S_{ax} = K_k (q_x - \delta_a / 2), \text{ при } q_p < q_x; \\ S_{ax} = K_k (q_x - \delta_a / 2), \text{ при } q_k < q_x < q_p; \\ S_{ax} = K_k (q_x - \delta_a / 2), \text{ при } \delta_a / 2 < q_x < q_k \text{ та } q_x < q_p. \end{cases}$$

Питомі зусилля в автозчепі визначаються за допомогою виразу

$$s_a = S_a / q_{вг}.$$

Диференціальне рівняння руху відчепа (3) може бути представлено у вигляді:

$$dt = \frac{dv}{g'(i(s) - w_0 - w_{ck}(v) - w_{cb}(v) + s_{b1}(v) - s_{b2}(v)) \cdot 10^{-3}}, \quad (6)$$

g' – прискорення сили тяжіння м/с² з урахуванням інерції мас, що обертаються.

Для рішення рівняння (6) використовується метод чисельного інтегрування в якому прийнято припущення про постійне значення ухилу, сил опору та зусиль у міжвагонних з'єднаннях на кроці інтегрування, що дає змогу представити вираз (6) у вигляді рівняння

$$\int_{t_0}^{t_1} dt = \frac{1}{g'(i_s - w_0 - w_{ck} - w_{cb} + s_{b1} - s_{b2}) \cdot 10^{-3}} \int_{v_0}^{v_1} dv$$

Рішенням цього рівняння є вираз

$$v_1 = v_0 + g'(i_s - w_0 - w_{ck} - w_{cb} + s_{b1} - s_{b2}) \Delta t \cdot 10^{-3},$$

який використовується для визначення швидкості на наступному кроці інтегрування. При переході до наступного кроку поточне значення деформації міжвагонного з'єднання $q_{пi}$ зберігається у відповідній структурі g_i , а координата першої осі кожного вагона відчепа після переміщення за час Δt визначається по його середній швидкості:

$$s_1 = s_0 + (v_0 + v_1) \Delta t / 2. \quad (8)$$

Розроблена модель реалізована у вигляді програмного комплексу «Скочування одиночного відчепа» в середовищі *Builder C++*. Комплекс містить основну програму *rolling.exe*, що виконує імітаційне моделювання процесу скочування відчепу з гірки, а також сервісні програми, які забезпечують підготовку вихідних даних для моделювання та аналіз його результатів. Головне вікно програми зображено на рисунку 4, де показано графіки швидкості та часу для першої осі першого вагона десятивагонного відчепа.

Результатами скочування є також протокол моментів заняття та звільнення розділових елементів і зусиль в автозчехах по маршруту скочування. При цьому спостерігається деяка відмінність від результатів моделювання скочування відчепа як нерозтяжного гнучкого стержня, що виникає через стискання та розтягнення відчепу під час гальмування, але вона є незначною і для десятивагонного відчепа складає 0,1 - 0,3 с.

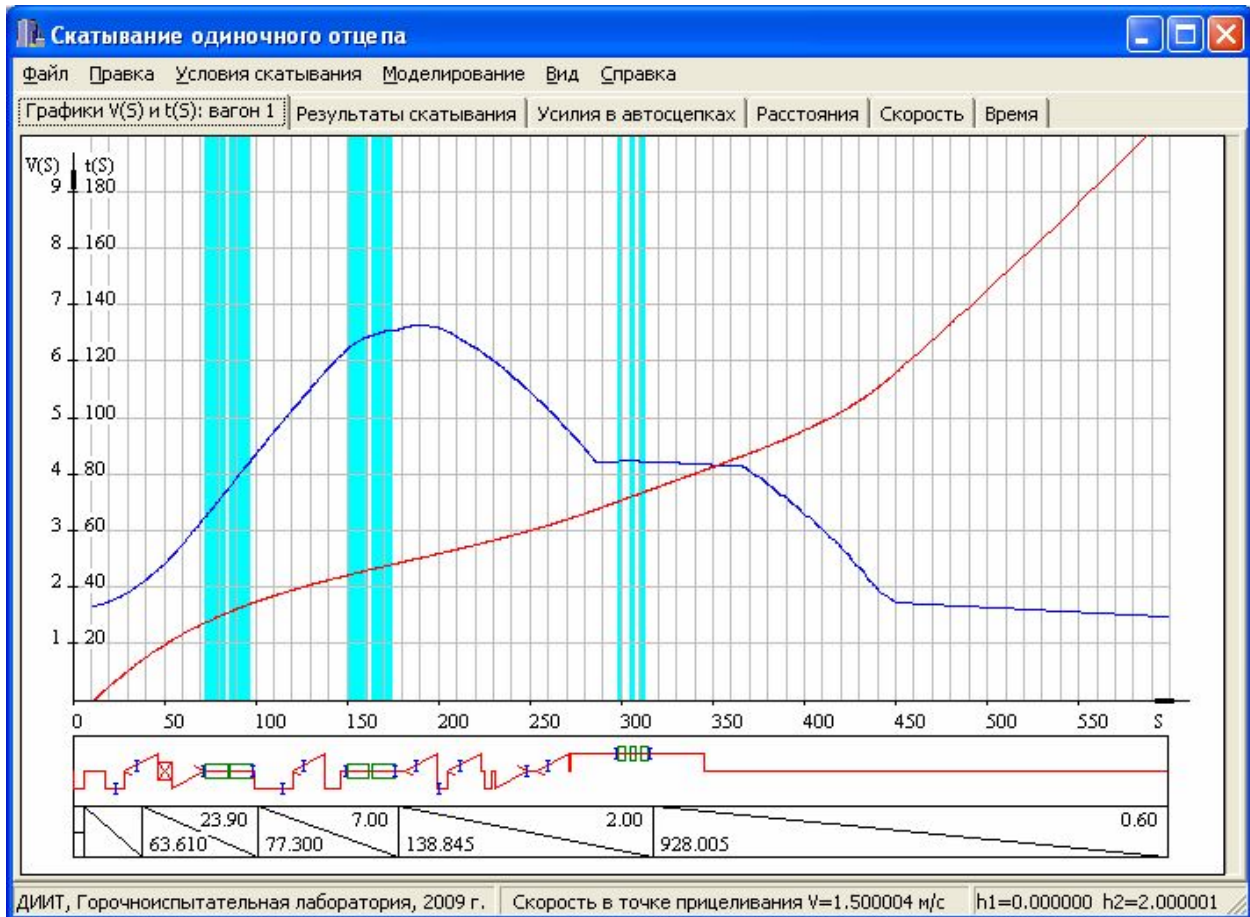


Рисунок 4 - Моделювання скочування 10-ти вагонного відчепа з сортувальної гірки

Приклад графіку зміни зусиль у автозчехах по маршруту скочування наведено на рисунку 5.

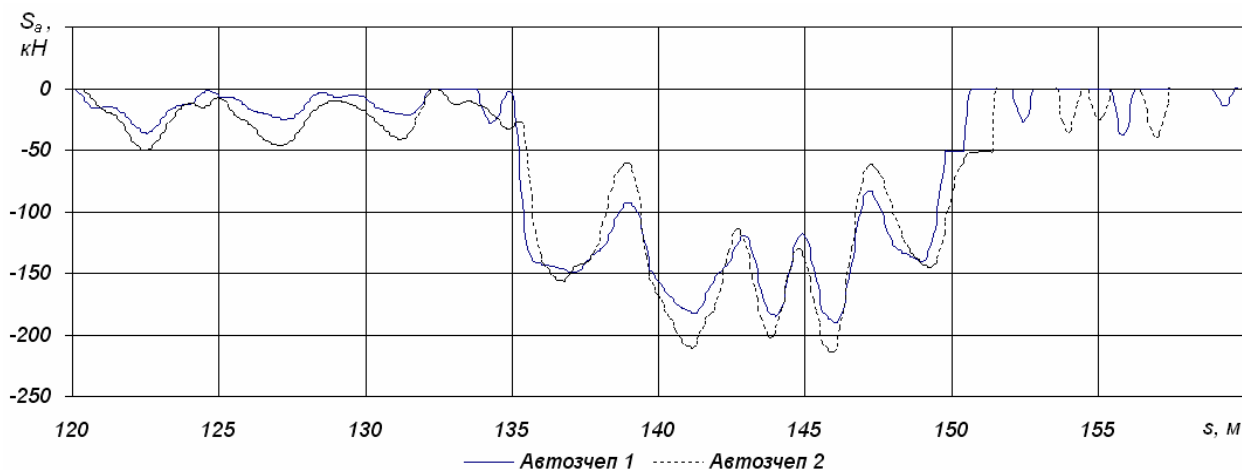


Рисунок 5 – Величини зусиль у автозчехах другого вагона десятивагонного відчепа під час входу відчепа на другу гальмівну позицію

Можливість отримання зусиль у автозчехах суттєво відрізняє розроблену модель від існуючих моделей скочування вагонів з гірки так, як дає нову інформацію, що необхідна для рішення задач пов'язаних з безпекою скочування вагонів з гірки. Аналіз результатів моделювання наведених на рис. 5 показує, що величини поздовжніх зусиль при регульованому скочуванні відчепів з гірки недостатньо для витискання вагонів в середині відчепа, яке виникає при зусиллях порядку 500 кН. В той же час наведені сили приймають досить суттєві значення і, в несприятливих умовах (рух вагонів у кривій, різна висота автозчепів) у комплексі з іншими зусиллями, сприяють викочуванню коліс на рейки та шини уповільнювачів. Дослідження цих процесів виконується у просторовій моделі вагона.

Висновки. Таким чином, в результаті виконаних досліджень розроблено імітаційну модель скочування відчепів з гірки в якій, на відміну від існуючих, враховано умови взаємодії окремих вагонів у відчепі між собою. Розроблена модель дозволяє визначати величину поздовжніх зусиль у автозчехах, що необхідно для розрахунку показників безпеки руху на сортувальних гірках. Аналіз величини сил у автозчехах показує, що вони досягають суттєвих значень і їх необхідно враховувати при перевірці умов викочування вагонів на рейки та шини уповільнювачів.

Список літератури

1. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
2. Блохин Е.П., Пшинько А.Н., Мямлин С.В. и др. Моделирование движения поезда в аварийных ситуациях // *Залізничний транспорт України*. – 2005. – № 2. – С.16 – 18.
3. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. – К.: Наукова думка, 1972. – 193 с.
4. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
5. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с
6. Муха Ю.А., Бобровский В.И., Попов С.А. Цифровая модель процесса роспуска составов на автоматизированных сортировочных горках // *Вопросы механизации и автоматизации сортировочного процесса на станциях: Труды ДИИТа*. - Вып. 181/10. - Днепропетровск. - 1976. - с. 23 - 40.
7. Seget M., Sztandera K. Model symulacyjny procesu rozrzedzania wagonów na górcie rozrzadowej // *Pr. Inst. transp. PWarsz.* - 1988.- 28. - с. 5-12.
- 8 Бобровский В.И. Моделирование автоматизированных сортировочных горок // *Информационно - управляющие системы на железнодорожном транспорте*. - 1996. - №3, 4. - с. 83 - 84.
- 9 - Правила и нормы проектирования сортировочных устройств на железных дорогах Союза ССР. ВСН 207 - 89. - М.: Транспорт, 1992. - 104 с.
- 10 Бобровский В.И. Представление продольного профиля сортировочных горок в АСУ расформированием составов // *Информационно - управляющие системы на железнодорожном транспорте*. - 1996. - №1, 2. - с. 19 - 25.