

УДК 629.463.65:539.3

ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З УРАХУВАННЯМ ЗАЗОРУ В РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ

А.О. Швець,

Магістр інженерії, Інженер Спеціалізованого проектно-конструкторського та технологічного бюро «Мікропроцесорні системи управління та безпека на залізничному транспорті» (СКТБ МСУБ)

Український державний університет науки і технологій

DOI: 10.32347/2410-2547.2022.109.485-500

Досліджується вплив поздовжніх квазістатичних стискаючих сил на форму втрати стійкості вантажних вагонів. Актуальність цього дослідження пов'язана з необхідністю контролювати величину поздовжньої сили. Наведена методика дозволить підвищити стійкість вантажного рухомого складу, обґрунтувати причину сходу колісних пар, а також розробляти та реалізувати технічні заходи направлені на запобігання витискання екіпажів, розпору та зсуву колії.

Ключові слова: безпека руху, стійкість вагонів, поздовжні сили, поздовжньо-поперечний згин, стиснуто-зігнутий стержень, форма втрати стійкості

Вступ. Процес взаємодії залізничних екіпажів з рейковою колією визначається багатьма факторами: наявністю ухилів та криволінійних ділянок, вагою, довжиною та швидкістю руху поїздів, потужністю локомотива чи групи локомотивів, тобто максимальною гальмівною силою [1-3]. Концентрація великої гальмівної сили на ділянці довжині локомотива в голові поїзда та набігання незагальмованих задніх вагонів сприяють тому, що вагони першої третини поїзда встановлюються в колії з перекосом. Це призводить до збільшення тертя гребенів коліс про бокову поверхню рейок, до розшивки та підвищеного угону колії, зростання бокового зносу рейок, підрізу профілів катання колісних пар вагонів й навіть локомотивів. Збільшення ваги та довжини залізничних поїздів значно погіршує ситуацію [4-6].

У моменти застосування тягового зусилля або на початку гальмування поїзда можуть виникати короточасні ударні сили значної величини. Найбільший інтерес для вивчення динамічної взаємодії залізничних екіпажів з залізничною колією представляють тривалі сили, виникаючі при тяговому режимі на затяжних ухилах та гальмуваннях, особливо рекуперативних [7-10]. Метою роботи є теоретичне дослідження впливу поздовжніх сил квазістатичного характеру на форму втрати стійкості вантажних вагонів у поїзді.

Методологія. У роботах [11-14] зазначено, що при вивченні поїзда як шарнірно-стержневої системи, можливі три форми втрати стійкості. На рис. 1 зображені сили взаємодії та положення центральної осі за трьома формами втрати стійкості досліджуваного вагона під дією стискаючих поздовжніх сил N .

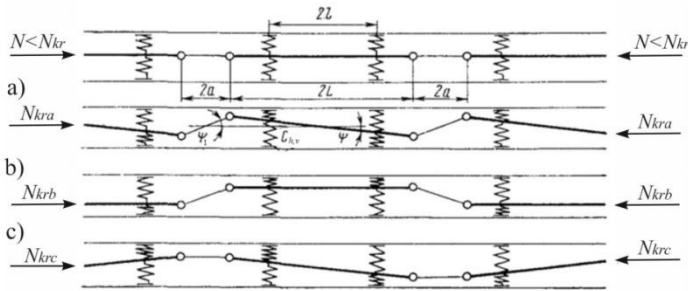


Рис. 1. Форми втрати стійкості вагонів у поїзді

Звичайний розрахунок стержневої системи на міцність проводиться за схемою, яка не деформується, при цьому вважається, що поздовжні навантаження в стержнях не впливають на величини згинальних моментів. Насправді, завдяки згину ці навантаження викликають додаткові зусилля та переміщення, які при великих осьових навантаженнях можуть досягати значної величини [15-17]. Теорії стійкості та надійності пружних систем, під дією поздовжнього навантаження, присвячені численні дослідження [18-22]. Для вирішення задач I-го та II-го роду необхідно визначити зусилля та переміщення у стиснуто-зігнутих стержнях [23-25].

Збільшення ваги і довжини поїздів [26-28] призводить до необхідності розглядати кузов чотирирівнісного піввагону з урахуванням маси тари та ваги вантажу як пружну безмасову балку, що несе рівномірно розподілене навантаження (рис. 2) [15], де q_a – власна вага двох автозчепних пристроїв у зборі, відповідно віднесена до двох довжин корпусів автозчеплень; q – власна вага кузова вагона разом із підвісним обладнанням та двома надресорними балками в порожньому стані віднесена до його довжини. При врахуванні завантаження вага вантажу додається до ваги кузова та вважається рівномірно розподіленою по всій довжині; 2ℓ – база вагона; $2L$ – відстань між упорними плитами автозчеплень; $2a$ – подвоєна довжина корпусу автозчеплення від осі зчеплення до кінця хвостовика [15, 30].

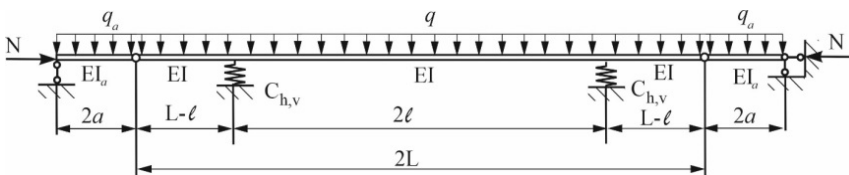


Рис. 2. Схема вантажного вагона з урахуванням його ваги та режиму завантаження

Номинальна жорсткість при згинанні кузова піввагону дорівнює приблизно потрібній жорсткості хребтової балки (за відповідними напрямками) [29]. У роботах [17, 31] встановлені найбільш несприятливі, з

погляду міцності, перерізи автотзчепного пристрою. Відповідно до механічних властивостей матеріалу корпусу автотзчеплення найменша жорсткість на згин у зоні провущин корпусу автотзчеплення.

Стержнева система (рис. 2) у методі переміщень має ступінь статичної невизначеності рівну 6. Прийнято такі позначення: $\ell_1 = \ell_5 = 2a$, $\ell_2 = \ell_4 = L - \ell$, $\ell_3 = 2\ell$ [15]. Таблиця реакцій стиснуто-зігнутих стержнів від одиничних переміщень та навантажень наведена в роботі [23].

У розрахунках на стійкість використання симетрії можливе лише у випадках, коли рама є не тільки симетричною, а й симетрично завантаженою. Критичні параметри, знайдені з рівності нулю детермінантів, складених із коефіцієнтів симетричної та косиметричної груп невідомих, і становлять сукупність усіх критичних параметрів. При пошуку найменших критичних сил це дає значне скорочення обчислень [25]. Основна система методу переміщень з урахуванням симетрії стержневої системи на рис. 3.

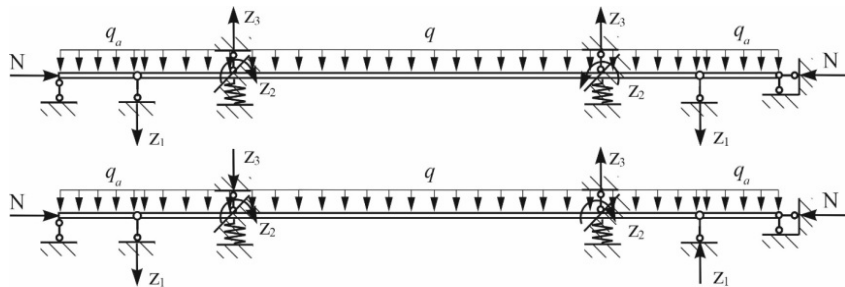


Рис. 3. Основна система методу переміщень з урахуванням симетрії стержневої системи

При пошуку найменших критичних сил симетричної та симетрично навантаженої системи достатньо знайти два менші критичні параметри для прямосиметричного та косиметричного групування невідомих. Прийнято наступні позначення [15]:

$$v = \ell \cdot \sqrt{\frac{N}{EI}}, \quad v_1 = \frac{\ell_1}{\ell_3 \sqrt{k}} v_3, \quad v_2 = \frac{\ell_2}{\ell_3} v_3, \quad (1)$$

де v_i – критичний параметр або коефіцієнт приведення довжини, що залежить від форми втрати стійкості. Позначення та вирази для функцій методу переміщень для стиснуто-зігнутих стержнів взято у відповідності до [23].

Значення критичної стискаючої сили визначається виразом [15]:

$$N_{kr} = \frac{v_3^2 EI}{\ell_3^2}. \quad (2)$$

Критичний параметр для косиметричного деформованого стану (II форма) з прямосиметричним групуванням невідомих з урахуванням

завантаження вагона (порожній або завантажений) визначається шляхом розкладання визначника, складеного з виразів для коефіцієнтів при невідомих по залежностям [15]:

$$r_{11} = 2 \cdot \left[-\frac{v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right], \quad (3)$$

$$r_{12} = r_{21} = 2 \cdot \frac{3EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2), \quad (4)$$

$$r_{13} = r_{31} = -2 \cdot \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2), \quad (5)$$

$$r_{22} = 2 \cdot \left[\frac{6EI}{\ell_3} \varphi_4(v_3) + \frac{3EI}{\ell_2} \varphi_1(v_2) \right], \quad (6)$$

$$r_{23} = r_{32} = 2 \cdot \left[-\frac{12EI}{\ell_3^2} \varphi_4(v_3) + \frac{3EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2) \right], \quad (7)$$

$$r_{33} = 2 \cdot \left[C_{h,v} + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) + \frac{24\eta_2(v_3)}{\ell_3^3} \right]. \quad (8)$$

Друге рівняння стійкості для косиметричного групування виходить з різниці коефіцієнтів при невідомих:

$$r_{11} = -2 \left[\frac{q_a \ell_1}{2} + \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 - \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] \right], \quad (9)$$

$$r_{12} = r_{21} = -2 \left[\frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} + \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} \right], \quad (10)$$

$$r_{13} = r_{31} = -2 \left[\frac{q \ell_3}{2} + \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] \right], \quad (11)$$

$$r_{22} = -2 \left[\frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} - \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} \right], \quad (12)$$

$$r_{23} = r_{32} = -2 \left[\frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} - \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} \right], \quad (13)$$

$$r_{33} = 2 \left[\frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{q \ell_3}{2} \right]. \quad (14)$$

Для симетричного деформованого стану (I-ої форми втрати стійкості) з урахуванням поздовжньої сили та режиму завантаження вагона, використовуючи умову взаємності при визначенні коефіцієнтів при невідомих у канонічних рівняннях, отримано [15]:

$$r_{11} = 2 \cdot \left[-\frac{q_a \ell_1}{2} - \frac{v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 - \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right], \quad (15)$$

$$r_{21} = r_{12} = 2 \cdot \left[\frac{3EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2) + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} \right], \quad (16)$$

$$r_{13} = r_{31} = 2 \cdot \left[-\frac{q \ell_3}{2} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] - \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right], \quad (17)$$

$$r_{22} = 2 \cdot \left[\frac{v_3 EI}{\ell_3 t g \frac{v_3}{2}} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} + \frac{3EI}{\ell_2} \varphi_1(v_2) \right], \quad (18)$$

$$r_{23} = r_{32} = 2 \cdot \left[\frac{3EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2) + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} \right], \quad (19)$$

$$r_{33} = 2 \cdot \left[C_{h,v} + \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) + \frac{q \ell_3}{2} \right]. \quad (20)$$

Вагони завжди мають деякий переки́с у плані один відносно одного через звивистий рух екіпажів, наявність зазорів у колії, ресорних, буксових і п'ятникових вузлах та з інших причин [11-14, 16].

У дослідженні [15] встановлено, що для схеми розташування вагонів у поїзді на рис. 1 (а) для косиметричного деформованого стану з прямо симетричним групуванням невідомих необхідно використовувати вираз для коефіцієнта r_{11} :

$$r_{11}^a = 2 \cdot \left[-\frac{2v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right] = \frac{6EI}{\ell_2^2} \times \left[\frac{\eta_1(v_2)}{\ell_2} - \frac{2v_1^2 \ell_2^2 k}{3\ell_1^3} \right]. \quad (21)$$

Для косиметричного групування коефіцієнтів при невідомих використовується вираз (9) для коефіцієнта r_{11} . Для схеми на рис. 1 (с):

$$r_{11}^c = 2 \cdot \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) = \frac{6EI}{\ell_2^2} \times \frac{\eta_1(v_2)}{\ell_2}. \quad (22)$$

Критичний параметр v_3 для косиметричного деформованого стану визначається при розкритті визначника, складеного з виразів для

коефіцієнтів при невідомих по залежностям(21) та(4)-(8), а також (22) й (4)-(8).

Для схеми розташування вагонів у разі симетричного деформованого стану (рис. 1, б) під час передачі поздовжнього зусилля коефіцієнт r_{11} визначається по залежності[15]:

$$r_{11}^b = 2 \cdot \left[-\frac{q_a \ell_1}{2} - \frac{2v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 - \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right]. \quad (23)$$

Критичний параметр v_3 (I-а форма) визначається при розкритті визначника, складеного з виразів для коефіцієнтів при невідомих по залежностям(23) та (16)-(20).

У дослідженні [15] зазначено, що втрату стійкості вантажних вагонів у поїзді слід розділяти на два етапи: втрата стійкості кузова на пружинах ресорного підвищення й втрата стійкості колісної пари, яка і веде безпосередньо до сходу колеса з рейки. Крім того, важливою особливістю ходових частин вагонів, є конструктивна можливість вертикального та поперечного горизонтального переміщення кузова відносно осі колії [11-15]. Це необхідно для зберігання зчепленого стану рухомого складу під час руху розрахунковими круговими й S-подібними кривими, а також сортувальними гірками.

В цих умовах втрата стійкості шарнірно-стержневої системи «автозчепний пристрій – кузов вагона» є необхідною. Отже, потрібно встановити, коли необхідна умова стає небезпечною у процесі експлуатаційної роботи. У зв'язку з цим, потрібно розроблення уточнених методик з метою оцінки безпеки руху рухомого складу, які б дозволили визначити момент «явного сходу», тобто оцінити як виконання необхідної, так й достатньої умови сходу [7, 11-15]. Розглянемо вагон з автозчепленням ударно-тягової дії як шарнірно-стержневусистему з урахуванням можливого переміщення по відношенню до сусідніх екіпажів у зчепі.

На рис. 4 пунктирною лінією зображено сили взаємодії та положення центральної осі при хордовому розташуванні дослідного вагону під дією стискаючих поздовжніх сил. Де ψ – кут повороту центральної осі кузова вагона в разі встановлення в колії з відхиленням п'ятників поперек колії; $2\delta_0$ – сумарний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії в направляючому перетині по шворню [7, 11-15].

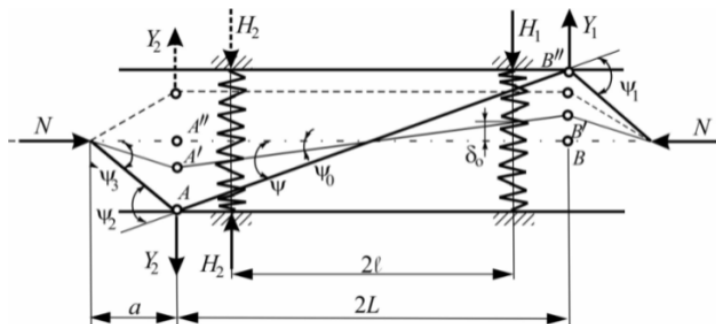


Рис. 4. Схема вагона в горизонтальній площині

Сумарний вільний поперечний розбіг рами кузова нормативною документацією рекомендовано вважати для вантажних чотиривісних вагонів із безколісковим підвішуванням візків $2\delta_0 = 50$ мм, але кузов вагона може додатково обертатись за рахунок зношеності частин рухомого складу [7, 11-15].

Повний зазор у рейковій колії 2δ може варіюватися від 0 до 59 мм. Кут ψ та переміщення перетину по упорним плитам автотзчеплень Δ в горизонтальній площині при стисканні вагона в разі встановлення в колії з відхиленням п'ятників поперек колії (кососиметричний деформований стан) на величину δ визначаються:

$$\psi = \frac{\delta}{\ell} = \frac{2\delta}{\ell_3}, \quad (24)$$

$$\Delta = \psi L = \frac{\delta L}{\ell} = \frac{\delta}{\ell_3} (2\ell_2 + \ell_3). \quad (25)$$

Більшість існуючих методик, що застосовуються для оцінки безпеки руху вагонів, встановлюють допустимі межі значень параметрів, при виході за які існує лише ймовірність виникнення аварійно-небезпечної ситуації. Показник стійкості вагонів від сходу з рейок, як відомо, оцінюються співвідношенням горизонтальних поперечних (бокових) сил до вертикальних сил, які діють у точці контакту гребеня колеса з головкою рейки [7, 11-15].

Це призводить до необхідності дослідження забезпечення запасу стійкості від витискання вагона поздовжніми силами та вкочування гребенів коліс на головку рейки з урахуванням зазору в рейковій колії δ , кута повороту ψ та переміщень Δ перерізу по упорних плитках автотзчепних пристроїв.

Результати аналітичних досліджень. Продовжуючи дослідження наведене раніше, для визначення форми втрати стійкості застосовується метод переміщень. Вагон розглядається як балка, яка складається з трьох абсолютно жорстких стержнів, шарнірно з'єднаних між собою з

опиранням на пружно-податливі опори з однаковим коефіцієнтом жорсткості. Рейкова колія була представлена однією геометричною лінією в горизонтальній та вертикальній площині. Однак залізничну колію утворюють дві паралельно укладені нитки рейок. При дослідженні форми втрати стійкості вантажних вагонів у горизонтальній площині необхідно врахувати, що рейкову колію утворюють дві геометричні лінії, що проходять внутрішніми гранями головок рейок.

Усі відсутні значення реакцій опор від переміщень (δ, Δ), кута повороту ψ та навантажень були отримані з вирішення диференціального рівняння згину стиснуто-зігнутого стержня.

Основні епюри з урахуванням поздовжньої сили та режиму завантаження вагона для косиметричного деформованого стану (II-ої форми втрати стійкості) з урахуванням повного (поперечного) зазору в колії δ наведені на рис. 5.

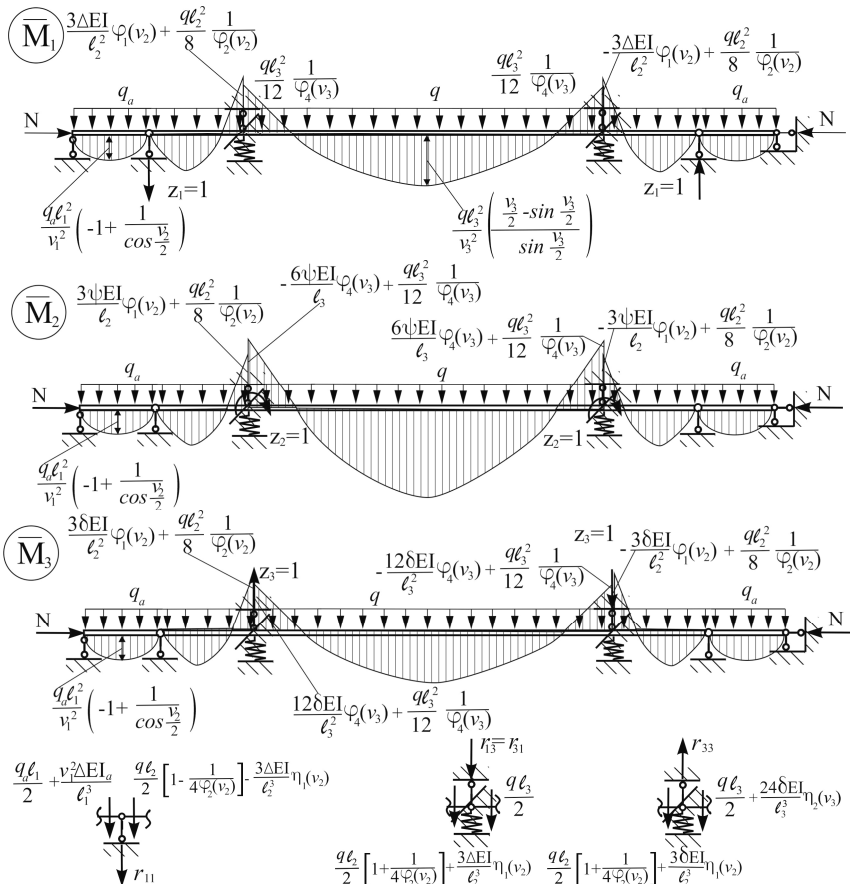


Рис. 5. Основні епюри реактивних згинальних моментів для косиметричного деформованого стану та статичний спосіб визначення коефіцієнтів при невідомих

Для косиметричного деформованого стану (II форма) з прямо симетричним групуванням невідомих з урахуванням завантаження вагона (порожній/абозавантажений) та зміщення кузова на величину δ зазору у колії критичний параметр визначається за допомогою розкладання визначника, складеного з виразів для коефіцієнтів при невідомих по залежностям (3)-(8):

$$D = \begin{bmatrix} \Delta \cdot r_{11} & \Delta \cdot r_{12} & \Delta \cdot r_{13} \\ \Delta \cdot r_{21} & \Psi \cdot r_{22} & \delta \cdot r_{23} \\ \Delta \cdot r_{31} & \delta \cdot r_{32} & \delta \cdot r_{33} \end{bmatrix} = 0. \quad (26)$$

Друге рівняння стійкості для косиметричного групування (різниця коефіцієнтів при невідомих) залежить від переміщення візків у межах зазору в рейковій колії. Визначник складається з виразів для коефіцієнтів при невідомих по залежностям (9)-(14).

Основні епюри з урахуванням поздовжньої сили та режиму завантаження вагона для симетричного деформованого стану (I-ої форми втрати стійкості) з урахуванням повного (поперечного) зазору у колії δ приведені на рис. 6.

Використовуючи умову взаємності при обчисленні коефіцієнтів при невідомих у канонічних рівняннях, отримуємо:

$$r_{11} = 2 \cdot \left[-\frac{q_a \ell_1}{2} - \frac{\delta v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 - \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3\delta EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right], \quad (27)$$

$$r_{21} = r_{12} = 2 \cdot \left[\frac{3\delta EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2) + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} \right], \quad (28)$$

$$r_{13} = r_{31} = 2 \cdot \left[-\frac{q \ell_3}{2} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] - \frac{3\delta EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right], \quad (29)$$

$$r_{22} = 2 \cdot \left[\frac{v_3 EI}{\ell_3 t g \frac{v_3}{2}} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} + \frac{3EI}{\ell_2} \varphi_1(v_2) \right], \quad (30)$$

$$r_{23} = r_{32} = 2 \cdot \left[\frac{3\delta EI}{\ell_2^2} \varphi_1(v_2) + \frac{q \ell_2^2}{8} \cdot \frac{1}{\varphi_2(v_2)} - \frac{q \ell_3^2}{12} \cdot \frac{1}{\varphi_4(v_3)} \right], \quad (31)$$

$$r_{33} = 2 \cdot \left[C_{h,v} \delta + \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3\delta EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) + \frac{q \ell_3}{2} \right]. \quad (32)$$

Для схеми розташування вагонів на рис. 1(а) для косиметричного деформованого стану (II форми втрати стійкості) з урахуванням повного (поперечного) зазору в колії δ при розкритті визначника (26) необхідно

використовувати вираз (21) для коефіцієнта r_{11} . Для схеми на рис. 1(с) залежність (22). Для косиметричного групування коефіцієнтів при невідомих критичний параметр визначається за допомогою розкладання визначника, складеного з виразів (9)-(14). У цьому випадку критичний параметр залежить виключно від ваги елементів шарнірно-стержневої системи.

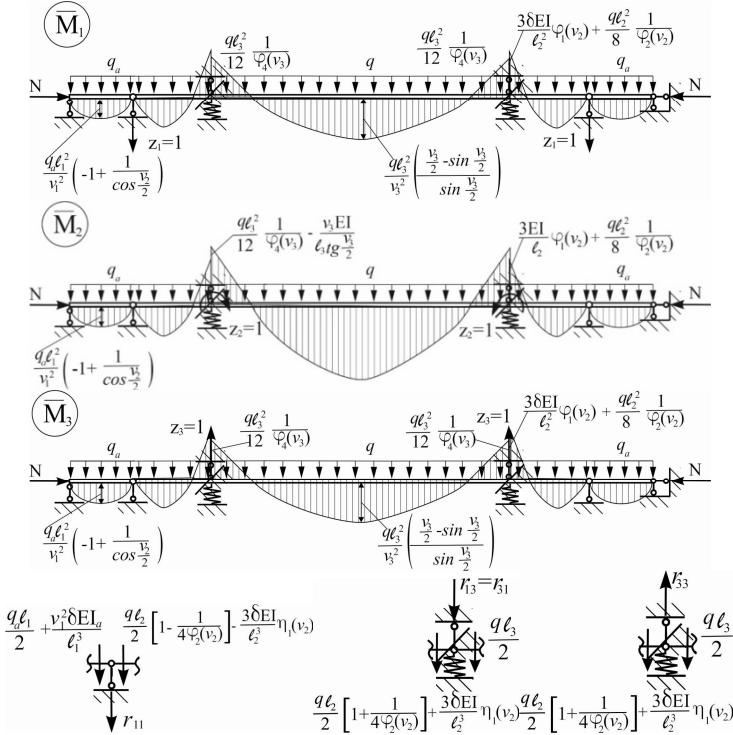


Рис. 6. Основні епюри реактивних згинальних моментів для симетричного деформованого стану та статичний спосіб визначення коефіцієнтів при невідомих

Для схеми розташування вагонів у разі симетричного деформованого стану (рис. 1(b)) під час передачі поздовжнього зусилля з урахуванням повного (поперечного) зазору в колії δ коефіцієнт r_{11} визначається по залежності:

$$r_{11}^b = 2 \cdot \left[-\frac{q_a \ell_1}{2} - \frac{2\delta v_1^2 EI_a}{\ell_1^3} - \frac{q \ell_2}{2} \cdot \left[1 - \frac{1}{4\varphi_2(v_2)} \right] + \frac{3\delta EI}{\ell_2^3} \eta_1(v_2) \right]. \quad (33)$$

Критичний параметр v_3 для симетричної форми втрати стійкості (I-я форма) визначається при розкритті визначника, складеного з виразів для коефіцієнтів при невідомих по залежностям(33) та (28)-(32).

Висновки. Дослідження впливу поздовжніх сил квазістатичного характеру на форму втрати стійкості вагонів у поїзді та стійкість колісних пар вантажних вагонів у процесі експлуатаційної роботи є одним із пріоритетних завдань удосконалення технології керування поїздами. На підставі проведеного аналізу отримано:

- теоретичні дослідження дозволили отримати залежності для визначення критичного параметра для деяких форми втрати стійкості з урахуванням жорсткості, ваги елементів шарнірно-стержневої системи та зазору в рейковій колії;
- урахування режиму завантаження вагона призводить до двох рівнянь стійкості кососиметричного деформованого стану (II форма). Для прямосиметричного групування невідомих критичний параметр залежить від завантаження вагона (порожній чи завантажений) та від переміщень кузова і візків у межах повного зазору в рейковій колії. Критичний параметр для кососиметричного групування невідомих залежить виключно від ваги елементів шарнірно-стержневої системи;
- наведена методика визначення критичного параметра для I-ої та II-ої форм втрати стійкості при дії квазістатичних поздовжніх сил дозволить обґрунтовувати деякі причини сходу колісних пар, розробляти та реалізовувати технічні заходи направлені на запобігання витискання залізничних екіпажів, розпору та зміщенню колії;
- з метою здійснення безперервного аналізу в умовах експлуатації за величиною поздовжніх стискаючих сил та для недопущення великих стискаючих сил необхідно обладнати локомотиви системою контролю та реєстрації поздовжніх сил, виникаючих на автозчепленні локомотива.

Використання викладеної методики при складанні режимних карт водіння поїздів дозволить рекомендувати раціональне ведення поїзда не тільки за найменших енергетичних витрат, але й реалізовувати технічні заходи відносно поліпшення стійкості вантажних вагонів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Kurhan M., Kurhan D., Husak M., Hmelevska N. Increasing the efficiency of the railway operation in the specialization of directions for freight and passenger transportation. – *Acta Polytechnica Hungarica*. – 2022. – Vol. 19. – No. 3. – P.231–244.
2. Sysyn M., Przybyłowicz M., Nabochenko O., Liu J. Mechanism of sleeper–ballast dynamic impact and residual settlements accumulation in zones with unsupported sleepers. – *Sustainability*. – 2021. – Vol. 13. – No. 14. – 7740. <https://doi.org/10.3390/su13147740>.
3. Kampezyk A., Dybel K. The fundamental approach of the digital twin application in railway turnouts with innovative monitoring of weather conditions. – *Sensors*. – 2021. – Vol. 21. – No. 17. – 5757. <https://doi.org/10.3390/s21175757>.
4. Швець А.О. Динаміка піввагонів від дії поздовжніх сил. – *Наука та прогрес транспорту*. – 2019. – № 6 (84). С. 142–155. doi:10.15802/stp2019/195821.
5. Kurhan M., Kurhan D., Černiauskaitė L. Rationale of priority areas of rail operation in north-eastern Europe. – *Proceedings of the 23rd International Scientific Conference on Transport Means, Lithuania*. – 2019. – P. 1439–1444.

6. *Dybel K., Kampczyk A.* Movement resistances of rail vehicles on continuous welded rail curves. – Proceedings of IAC 2022 in Prague, International Academic Conference on Transport, Logistics, Tourism and Sport Science (IAC-TLTS). – 2022, P. 78–87.
7. *Швец А.А., Железов К.И., Акулов А.С., Заболотный А.Н., Чабанюк Е.В.* Некоторые аспекты определения устойчивости порожних вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах. – Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 4(58). – С. 175–189. doi:10.15802/stp2015/49281.
8. *Cheli F., Di Gialleonardo E., Melzi S.* Freight trains dynamics: effect of payload and braking power distribution on coupling forces. – Vehicle System Dynamics. – 2016. – Vol. 55. – No. 4. – P. 464–479. doi: 10.1080/00423114.2016.1246743.
9. *Crăciun C., Cruceanu C.* Influence of resistance to motion of railway vehicles on the longitudinal trains dynamics. – MATEC Web Conf. – 2018. – Vol. 178. – 06003. doi: 10.1051/mateconf/201817806003.
10. *Bosso N., Magelli M., Zampieri N.* Validation of a new longitudinal train dynamics code for time domain simulations and modal analyses. – Int. J. Transp. Dev. Integr. – Vol. 5. – No. 1. – P. 41–56, 2021. doi: 10.2495/TDI-V5-N1-41-56.
11. *Лысюк В.С.* Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.
12. *Вершинский С.В.* Динамика, прочность и устойчивость вагонов в тяжеловесных и скоростных поездах. – Сб. тр. ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1970. – Вып. 425. – 208 с.
13. *Вершинский С.В., Данилов В.И., Челноков И.И.* Динамика вагонов. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
14. *Shvets A.O., Shatunov O.V., Dovhaniuk S.S., Muradian L.A., Pularyia A.L., Kalashnik V.O.* Coefficient of stability against lift by longitudinal forces of freight cars in trains. – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985. – Paper 012025. doi:0.1088/1757-899X/985/1/012025.
15. *Shvets A.* Stability of a car as a hinged-rod system under the action of compressive longitudinal forces in a train. – Journal of Modern Technology and Engineering. – 2022. – № 7 (2). – С. 96–123.
16. *Shvets A.O.* Analysis of the dynamics of freight cars with lateral displacement of the front bogie. – Advanced Mathematical Models & Applications. – 2021. – Vol. 6. – No. 1. – P. 45–58.
17. *Шапошник В.Ю., Шкунов О.А.* Проблема обривів автозчепів. – Зб. наук. пр. Держ. ун-ту інфраструктури та технологій. Серія: Трансп. системи і технології. – 2021. – Вип. 37. – С. 21–30. doi: 10.32703/2617-9040-2021-37-3.
18. *Farghaly A.A.* Parametric study on equivalent damping ratio of different composite structural building systems. – International Journal of Steel Structures. – 2015. – Vol. 15. – P. 7–16. <https://doi.org/10.1007/s13296-015-3001-9>.
19. *Murawski K.* Experimental comparison of the known hypotheses of the lateral buckling for semi-slender pinned columns. – International journal of structural glass and advanced materials research. – 2021. – Vol. 5. – P. 82–114. doi: 10.3844/sgamrsp.2021.82.114.
20. *Abdulhameed Ali A., Hanoon Ammar N., Abdulhameed Haider A., Mohaisen Saad K.* Energy absorption evaluation of CFRP-Strengthened two-spans reinforced concrete beams under pure torsion. – Civil Engineering Journal. – 2019. – Vol. 5. – No. 9. – P. 2007–2018. doi: 10.28991/cej-2019-03091389.
21. *Krivenko O.P., Vorona Yu.V.* Comparative analysis of nonlinear deformation and buckling of thin elastic shells of step-variable thickness. – Опір матеріалів і теорія споруд. – 2022. – No 108. – P. 107–118. doi: 10.32347/2410-2547.2022.108.107-118.
22. *Tonkacheiev V.H., Bilyk S.I.* The ribbed-annular dome's upper tier model stability experimental studies. – Опір матеріалів і теорія споруд. – 2022. – No 108. – P. 283–294. doi: 10.32347/2410-2547.2022.108.283-294.
23. *Клейн Г.К., Рекач В.Г., Розенблат Г. И.* Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики. Основы теории устойчивости, динамики сооружений и расчета пространственных систем. Учеб. пособие для вузов. М.: «Высш. школа», 1972. – 320 с.
24. *Рабинович И.М.* Основы строительной механики стержневых систем. – М.: Стройиздат, 1960. – 516 с.

25. Прокофьев И.П., Смирнов А.Ф. Теория сооружений. Часть 3. М.: State Railway Transport Publishing House, 1948. – 244 с.
26. Shaposhnyk V., Shyukunov O., Reidemeister A., Muradian L., Potapenko O. Determining the possibility of using removable equipment for transporting 20- and 40-foot-long containers on an universal platform wagon. – Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 17. – No. 109. – P. 14–21. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.225090.
27. Zhang D., Tang Y., Peng Q., Ye Y. Effect of mass distribution on curving performance for a loaded wagon. – Nonlinear Dynamics. – 2021. doi: 10.1007/s11071-021-06386-3.
28. Мурадян Л.А., Шапошник В.Ю., Подосенов Д.А. Повышение надежности грузовых вагонов с применением новых технологий изготовления и восстановления рабочих поверхностей. – Электромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. – 2016. – № 11. – С. 49–54. doi: 10.15802/ecstr2016/91337.
29. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств: Избранные труды. – К.: Наук.думка, 1985. – 528 с.
30. Zhang H., Zhang C., Lin F., Wang X., Fu G. Research on simulation calculation of the safety of tight-lock coupler curve coupling. – Symmetry. – 2021. – Vol. 13. – No. 11. – 1997. doi: 10.3390/sym13111997.
31. Shvets' A.O. Investigation of coupling strength at non-central interaction of railcars. – Strength Mater. – 2022. – Vol. 54. – No. 2. – P. 233–242. doi: <https://doi.org/10.1007/s11223-022-00396-1>.

REFERENCES

1. Kurhan M, Kurhan D, Husak M, Hmelevska N Increasing the efficiency of the railway operation in the specialization of directions for freight and passenger transportation. Acta polytechnica hungarica, 2022, Vol. 19, no. 3, P.231-244.
2. Sysyn M., Przybyłowicz M., Nabochenko O., Liu J. Mechanism of sleeper-ballast dynamic impact and residual settlements accumulation in zones with unsupported sleepers. Sustainability, 2021, Vol. 13, no. 14, Paper 7740. doi: 10.3390/su13147740.
3. Kampezyk A; Dybel K The fundamental approach of the digital twin application in railway turnouts with innovative monitoring of weather conditions. Sensors, 2021, Vol. 21, no. 17, Paper 5757. <https://doi.org/10.3390/s21175757>
4. Shvets A.O. Dynamika pivvagoniv vid diji pozdovzhnikh syl (Gondola cars dynamics from the action of longitudinal forces). Science and Transport Progress, 2019, Vol. 6, no. 84, P. 142-155. doi: 10.15802/stp2019/195821.
5. Kurhan M, Kurhan D, Černiauskaitė L Rationale of priority areas of rail operation in north-eastern Europe, Proceedings of the 23rd International Scientific Conference on Transport Means, Lithuania, 2019, P. 1439-1444.
6. Dybel K, Kampezyk A Movement resistances of rail vehicles on continuous welded rail curves. Proceedings of IAC 2022 in Prague, International Academic Conference on Transport, Logistics, Tourism and Sport Science (IAC-TLTS). Prague, Czech Republic, Czech Institute of Academic Education, IAC202205002, 2022, P. 78-87.
7. Shvets A.A., Zheliezov K.I., Akulov A.S., Zabolotnyi A.N., Chabaniuk Ye.V. Nekotoryye aspekty opredeleniya ustoychivosti porozhnikh vagonov ot vyzhimaniya ikh prodolnymi silami v gruzovykh poyezdakh (Some aspects of the definition of empty cars stability from squeezing their longitudinal forces in the freight train). Science and Transport Progress, 2015, Vol. 4, no. 58, P. 175-189. doi: 10.15802/stp2015/49281.
8. Cheli F., Di Gialleonardo E., Melzi S. Freight trains dynamics: effect of payload and braking power distribution on coupling forces. Vehicle System Dynamics, 2016, Vol. 55, no. 4, P. 464-479. doi: 10.1080/00423114.2016.1246743.
9. Crăciun C., Cruceanu C. Influence of resistance to motion of railway vehicles on the longitudinal trains dynamics. MATEC Web Conf., 2018, Vol. 178, Paper 06003, doi: 10.1051/mateconf/201817806003.
10. Bosso N., Magelli M., Zampieri N. Validation of a new longitudinal train dynamics code for time domain simulations and modal analyses. Int. J. Transp. Dev. Integr., 2021, Vol. 5, no. 1, P. 41-56. doi: 10.2495/TDI-V5-N1-41-56.

11. *Lysyuk V.S.* Prichiny I mekhanizmy skhoda koleasa s relsa. Problema iznosa koleis I relsov (The causes and mechanisms of the vanishing wheel from the rail. The problem of wear of wheels and rails). Moscow: Publisher Transport, 2002, 215 p.
12. *Vershinskiy S.V.* Dynamica, prochnost I ustoychivost vagonov v tyazhelovesnykh I skorostnykh poezdakh (Dynamics, durability and the stability of cars in heavy and high-speed trains). Proc. Of All-Russian Research Railway Institute, Moscow: Transport Publ., Vol. 425, 1970, 208 p.
13. *Vershinskiy S.V., Danilov V.I., Chelnokov I.I.* Dynamica vagonov (Dynamics of cars). Moscow: Transport Publ., 1991, 360 p.
14. *Shvets A.O., Shatunov O.V., Dovhaniuk S.S., Muradian L.A., Pularyia A.L., Kalashnik V.O.* Coefficient of stability against lift by longitudinal forces of freight cars in trains. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, Vol. 985, Paper 012025. doi: 0.1088/1757-899X/985/1/012025
15. *Shvets A.* Stability of a car as a hinged-rod system under the action of compressive longitudinal forces in a train. Journal of Modern Technology and Engineering, 2022, Vol. 7, no. 2, P. 96-123.
16. *Shvets A.O.* Analysis of the dynamics of freight cars with lateral displacement of the front bogie. Advanced Mathematical Models & Applications, 2021, Vol. 6, no. 1, P. 45-58.
17. *Shaposhnik V.Yu., Shikunov O.A.* Problema obryviv avtozchepiv (The problem of breaks automatic coupling). Coll. Science. Ave. University of Infrastructure and Technology. Series: Transp. systems and technologies, 2021, Vol. 37, P. 21-30. doi: 10.32703/2617-9040-2021-37-3.
18. *Farghaly A.A.* Parametric study on equivalent damping ratio of different composite structural building systems. International Journal of Steel Structures, 2015, Vol. 15, P. 7-16. <https://doi.org/10.1007/s13296-015-3001-9>.
19. *Murawski K.* Experimental comparison of the known hypotheses of the lateral buckling for semi-slender pinned columns. International journal of structural glass and advanced materials research, 2021; Vol. 5: P. 82–114. doi:10.3844/sgamrsp.2021.82.114.
20. *Abdulhameed Ali A., Hanoon Ammar N., Abdulhameed Haider A., Mohaisen Saad K.* Energy absorption evaluation of CFRP-Strengthened two-spans reinforced concrete beams under pure torsion. Civil Engineering Journal, 2019, Vol. 5, no. 9, P. 2007–2018. doi: <http://dx.doi.org/10.28991/cej-2019-03091389>.
21. *Krivenko O.P., Vorona Yu.V.* Comparative analysis of nonlinear deformation and buckling of thin elastic shells of step-variable thickness. Strength of Materials and Theory of Structures, 2022, no 108, P. 107-118. doi: 10.32347/2410-2547.2022.108.107-118.
22. *Tonkacheiev V.H., Bilyk S.I.* The ribbed-annular dome's upper tier model stability experimental studies. Strength of Materials and Theory of Structures, 2022, no 108, P. 283-294. doi: 10.32347/2410-2547.2022.108.283-294.
23. *Klein G.K., Rekach V.G., Rosenblat G.I.* Rukovodstvo k prakticheskim zanjatijam p okursu stroitel'noj mekhaniki. Osnovy teorii ustojchivosti, dinamiki sooruzhenij I rascheta prostranstvennykh sistem (Guide to practical exercises in the course of structural mechanics. Fundamentals of the theory of stability, dynamics of structures and calculation of spatial systems), Moscow: Higher School Publishing House, 1972, 320 p.
24. *Rabinovich I.M.* Osnovy stroitel'noj mekhaniki sterzhnevyykh sistem (Fundamentals of structural mechanics of rod systems). - Moscow: Stroyizdat, 1960, 516 p.
25. *Prokofiev I.P., Smirnov A.F.* Teorija sooruzhenij (Theory of structures). Part 3, Moscow: State Railway Transport Publishing House, 1948, 244 p.
26. *Shaposhnyk V., Shygunov O., Reidemeister A., Muradian L., Potapenko O.* Determining the possibility of using removable equipment for transporting 20- and 40-foot-long containers on an universal platform wagon. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2021, Vol. 17, no. 109, P. 14-21. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.225090.
27. *Zhang D., Tang Y., Peng Q., Ye Y.* Effect of mass distribution on curving performance for a loaded wagon. Nonlinear Dynamics, 2021. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06386-3>.
28. *Muradian L.A., Shaposhnyk V.Yu., Podosenov D.O.* Povyshenie nadezhnosti ghruzovykh vagonov s primeneniem novykh tekhnologij izgotovlenija I vosstanovlenija rabochikh poverkhnostej (Improving the reliability of freight wagons with the use of new manufacturing

- technologies and regeneration of working surfaces). Electromagnetic compatibility and safety in railway transport, 2016, no. 11, P. 49-54. doi: 10.15802/ecstr2016/91337.
29. *Lazaryan V.A.* *Dynamica transportnykh sredstv: Izbrannye trudy (Vehicle dynamics: selected works)*. Kyiv: Naukova Dumka, 1985, 528 p.
 30. *Zhang H., Zhang C., Lin F., Wang X., Fu G.* Research on simulation calculation of the safety of tight-lock coupler curve coupling. *Symmetry*, 2021; Vol. 13, no. 11, Paper 1997. doi: 10.3390/sym13111997.
 31. *Shvets' A.O.* Investigation of coupling strength at non-central interaction of railcars. *Strength Mater*, 2022, Vol. 54, no. 2, P. 233–242. doi: <https://doi.org/10.1007/s11223-022-00396-1>.

Стаття надійшла 02.09.2022

Швець А.О.

ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З УРАХУВАННЯМ ЗАЗОРУ В РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ

Сходи вантажних вагонів із рейок відбуваються з різних причин: поломка обладнання або окремих частин; відхилення в утриманні верхньої будови колії; неправильний порядок пропуску та складання поїздів; порушення нормальних динамічних умов, які виникають через звивистий рух та несприятливі умови руху на криволінійній ділянці колії. Для уникнення сходів з рейок та забезпечення запасу стійкості, встановлюються межі, виражені за допомогою певних показників. Ці показники визначають умови підйому колеса над головою рейки, перекидання рейки та розширення залізничної колії. Одним з найбільш широко застосовуваних обмежень є обмеження, виражене через відношення бокової сили, що діє на колесо, до вертикальної сили. Сходу з рейок рухомого складу при вкочуванні гребеня колеса на головку рейки, як правило, сприяють саме поздовжні стискаючі сили. Наявність поздовжніх сил у поїзді призводить до розвантаження коліс, що рухаються по зовнішній рейковій нитці, та перевантаження коліс, які рухаються по внутрішній рейковій нитці. Втрату стійкості вантажних вагонів у поїзді слід розділяти на два етапи: втрата стійкості кузова на пружинах ресорного підвішування та втрата стійкості колісної пари, яка і веде безпосередньо до сходу колеса з рейки.

Метою роботи є дослідження впливу поздовжніх квазістатичних стискаючих сил, які виникають при стаціонарних режимах руху поїзда, на форму втрати стійкості вантажних вагонів. Актуальність цього дослідження пов'язана з необхідністю контролювати поздовжні сили, що виникають під час руху поїзда з урахуванням збільшення швидкостей руху, мас і довжин поїздів, особливо вантажних, підвищенням потужностей локомотивів. Використання викладеної методики дозволить підвищити стійкість вантажного рухомого складу, обґрунтувати причину сходу коліс, а також розробляти та реалізовувати на практиці технічні заходи направлені на запобігання витискання екіпажів, розпору та зсуву колії.

Ключові слова: безпека руху, стійкість вагонів, поздовжні сили, поздовжньо-поперечний згин, стиснуто-зігнутий стержень, форма втрати стійкості.

Shvets AO,

DETERMINATION OF THE FORM OF LOSS THE FREIGHT CARS STABILITY TAKING INTO ACCOUNT THE GAP IN THE RAIL TRACK

Derailments of freight cars occur for various reasons: breakdown of equipment or individual parts; maintenance deviations in the track superstructure; incorrect order of passing and making-up trains; violation of normal dynamic conditions, which occurs due to hunting and unfavorable traffic conditions on a curved track section. In order to avoid derailments and ensure a stability coefficient, the restrictions expressed using certain indicators are set. These indicators determine the conditions for lifting the wheel above the rail head, overturning the rail and widening the railway track. One of the most widely used restrictions is the restriction expressed in terms of the ratio of the lateral force acting on the wheel to the vertical force. Rolling stock derailment when the wheel flange is rolled onto the rail head, as a rule, is facilitated by longitudinal compressive forces. The presence of longitudinal forces in the train results in unloading the wheels moving along the outer rail line, and overloading the wheels moving along the inner rail line. The stability

loss of freight cars as part of a train should be divided into two stages: stability loss of the body on suspension springs and the stability loss of the wheel set, which results directly in the derailment.

The work is aimed to study the influence of longitudinal quasi-static compressive forces arising during stationary modes of train movement on the form of freight cars' instability. The relevance of this study relates to the need to control the longitudinal forces arising during the train movement, taking into account the increase in speeds, masses and lengths of trains, especially freight trains, by in the locomotives power increase. The use of the above methodology will improve the stability of freight rolling stock, justify the cause of derailment, as well as develop and put into practice technical measures to prevent the lift of the carriages, widening and shear of the track.

Keywords: traffic safety, car lift stability, longitudinal forces, transverse-longitudinal bending, compressed-bent rod, instability form.

УДК 629.463.65:539.3

Швець А.О. Визначення форми втрати стійкості вантажних вагонів з урахуванням зазору в рейковій колії // Опір матеріалів і теорія споруд: наук.-тех. збірник – К.: КНУБА. – 2022. – Вип. 109. – С. 485 – 500.

Досліджується вплив поздовжніх квазістатичних стискаючих сил на форму втрати стійкості вантажних вагонів.

Табл. 0. Іл. 6. Бібліогр. 31 назв.

UDC 629.463.65:539.3

Shvets A.O. Determination of the form of loss the freight cars stability taking into account the gap in the rail track // Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles. – K.: KNUBA. – 2022. – Issue 109. – P. 485 – 500.

The influence of longitudinal quasi-static compressive forces on the form of loss the freight cars stability is studied.

Table. 0. Fig. 6. Ref. 31.

Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада): Магістр інженерії, Інженер Спеціалізованого проектно-конструкторського та технологічного бюро «Мікропроцесорні системи управління та безпека на залізничному транспорті» ШВЕЦЬ Анжела Олександрівна
Адреса робоча:49080 Україна, м. Дніпро, вул. Лазаряна 2, Український державний університет науки і технологій.

Мобільний тел.:+38(050) 314-14-19

E-mail: angela_shvets@ua.fm

ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-8469-3902>