



УДК 629.463.65:539.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ЯК СИСТЕМИ ПРУЖНИХ СТЕРЖНІВ

Швець А. О., пров. інженер каф. «Теоретична та будівельна механіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені акад. В. А. Лазаряна, м. Дніпро

Теоретичні дослідження направлені на визначення форми втрати стійкості вантажного рухомого складу як системи пружних стержнів. Кузов із двома з'єднаними автозчіпними пристроями попереду та ззаду вантажного вагона розглядається як стиснений стержень із двома значно ослабленими перерізами у місцях з'єднання корпусу автозчеплення з рамою. Отримано аналітичні вирази для визначення критичної стискної сили для системи з двома ступенями свободи у разі абсолютної жорсткості стержнів.

Ключові слова: безпека руху; піввагон; система пружних стержнів; поздовжні сили; форма втрати стійкості.

STUDY OF THE FORM OF LOSS OF THE FREIGHT ROLLING STOCK STABILITY AS AN ELASTIC RODS SYSTEM

A. O. Shvets, Dnipro National University of Railway Transport named after acad. V.A. Lazaryan, Dnipro

Theoretical studies are aimed at determining the form of loss of stability of freight rolling stock as a system of elastic rods. The body with two coupled automatic couplers in front and behind the freight car is considered as a compressed rod with two weakened sections at the joints of the coupler body with the frame. Analytical expressions are obtained for determining the critical compressive force for a system with two degrees of freedom in the case of absolute stiffness of the rods.

Keywords: traffic safety; gondola car; system of elastic rods; longitudinal forces; form of stability loss.

Існуючий вагонний парк наших залізниць за своїми конструктивними особливостями, технічними характеристиками та станом відрізняється дуже великою неоднорідністю. Як вантажний, і пасажирський парки мають у своєму складі поряд із цілком сучасними в конструктивному відношенні одиницями значну кількість старих вагонів. Хоча ці вагони за своїм технічним станом ще цілком працездатні, їх наявність у поїзді часом викликає необхідність обмеження швидкості руху [1–3].

Сучасні вагони в порівнянні з локомотивами мають ту істотну особливість, що максимальна швидкість їхнього безпечного руху визначається виключно умовами динамічної взаємодії колії та ходових частин [4–8]. Проте з метою більш

точного встановлення технічних вимог та параметрів вагонів при їх проектуванні та модернізації, а також для можливості перспективного планування актуальною проблемою залишається забезпечення стійкості руху вагонів у довгосоставних вантажних поїздах підвищеної вантажопідйомності в разі підвищення швидкості руху [9–14].

Основним критерієм оцінки динамічних якостей рухомого складу є критерій стійкості екіпажу проти сходження з рейок, що являє собою гранично допустиме відношення поперечних горизонтальних і вертикальних сил, які діють на набігаюче колесо [15–21]. Враховується також, що значне розвантаження коліс за наявності великої поперечної сили може спричиняти сходження рухомого складу з рейок. Досліди показали, що вкочування гребеня колеса на рейку можливе у випадку, якщо поперечна сила досягає 150% вертикального навантаження на колесо [3, 11, 13].

При дослідженні стійкості розрахункові схеми вагонів та поїзда повинні враховувати можливість різних схем встановлення окремого вагона в рейковій колії залежно від сил стискання або розтягування на криволінійній або прямій ділянці [11, 13, 22].

Прийнято втрату стійкості, яка характеризується раптовою появою якісно нових деформацій, називати втратою стійкості першого роду (втрата стійкості за Ейлером). Використовуючи методи для розрахунку рівноважних систем можна знайти форму втрати стійкості та критичне навантаження. У роботах [9, 22] зазначено, що при вивченні поїзда як шарнірно-ланкової 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 поздовжніх стисних сил.

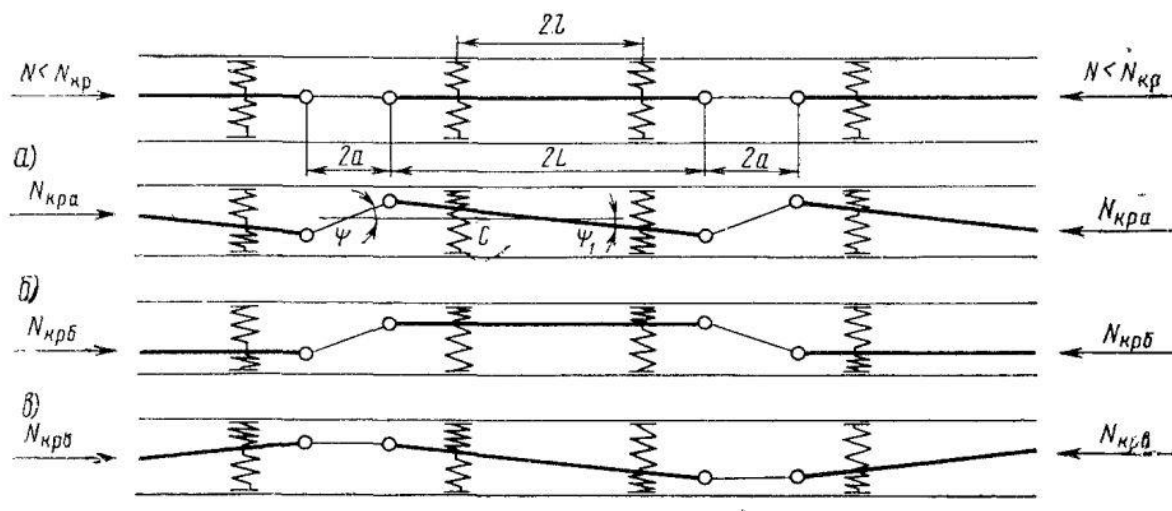


Рис. 1. Схема розташування вагонів у складі поїзда у разі втрати стійкості під час передачі поздовжнього зусилля у горизонтальній площині

Незважаючи на те, що теоретичними дослідженнями [9, 13, 22] встановлено, що при величинах стискаючих сил, менших за критичну величину, не повинно



відбуватися витискання вагонів через втрату стійкості поїзда як шарнірно-стрижневої системи, практика показує, що в поїздах сходи відбуваються і при менших величинах поздовжніх сил. Особливо це проявляється у поїздах з порожніми вагонами, для яких характерним є інтенсивне впливання в експлуатаційному діапазоні швидкостей. Тому, крім поздовжньої стійкості складу як шарнірно-стрижневої системи, для швидкостей, що перевищують критичну швидкість впливання, за наявності поздовжніх стискаючих сил слід розглядати поздовжньо-поперечну стійкість руху системи вагонів у поїзді.

У нормативному документі [23] величину критичної сили рекомендується обчислювати з умови рівноваги системи (вагонів у складі поїзда на прямій ділянці колії) у стані перекосу (рис. 1) під дією поздовжніх сил та реакцій поперечних пружних зав'язків. Значення критичних сил для випадків, зображених на рис. 1 визначаються залежностями:

$$N_{\text{кра}} = \frac{C_{z, \theta}}{1 + \frac{L}{a}} \cdot \frac{\ell^2}{L}, \quad (1)$$

$$N_{\text{крб}} = a \cdot C_{z, \theta}, \quad (2)$$

$$N_{\text{крв}} = C_{z, \theta} \cdot \frac{\ell^2}{L}, \quad (3)$$

Параметри, які використовують для визначення критичних сил в залежності від форми втрати стійкості, зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри, які використовують для визначення критичних поздовжніх сил

Позначення	Параметр	Розмірність
N	поздовжня квазістатична сила в автозчепленні в разі дії на вагон стискних сил	кН
C_{Γ}	горизонтальна жорсткість ресорного підвішування візка	кН/м
$C_{\text{в}}$	вертикальна жорсткість ресорного підвішування візка	кН/м
ψ	кут повороту центральної осі кузова вагона в разі встановлення в колії з відхиленням п'ятників поперек колії	рад
ψ_1, ψ_2	кути в горизонтальній площині за стискання вагона в разі встановлення в колії з відхиленням п'ятників поперек колії	рад
$2\delta_0$	сумарний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії в напрямному перетині по шкворню	м
$2L_{\text{зч}}$	довжина вагона по осях зчеплення	м
2ℓ	база вагона	м
$2L$	відстань між упорними плитами автозчеплень	м
a	довжина корпусу автозчеплення від осі зчеплення до кінця хвостовика	м

Чотирьох вісні вантажні вагони оснащені типовим нежорстким автозчепленням СА-3. З'єднання двох зчеплених автозчіпних пристроїв пропонується розглядати як єдину ланку, але при виведенні величини критичної поздовжньої сили використовується лише одна довжина корпусу автозчеплення [22, 23].

Нормативною документацією рекомендовано розрахункові схеми прикладання у вертикальній площині квазістатичних поздовжніх сил, що розтягують або стискають, у разі нецентральної взаємодії двох сусідніх вагонів із різницею висот осей автозчепів 0,1 м за I режимом та 0,05 м – за III режимом. Відповідну розрахункову схему навантаження консольної частини рами наведено в додатку А [23] та на рис. 2.

Наведена розрахункова схема доводить, що при центральній передачі поздовжнього зусилля, з'єднані автозчепні пристрої необхідно розглядати як єдину ланку. Конструкційно з'єднання автозчіпного пристрою з рамою вагона не є вузлом як ідеально шарнірним, так і ідеально жорстким. Такі вузли розглядають як податливі, що допускають взаємне зміщення елементів, які з'єднуються (рис. 3) [24, 25].

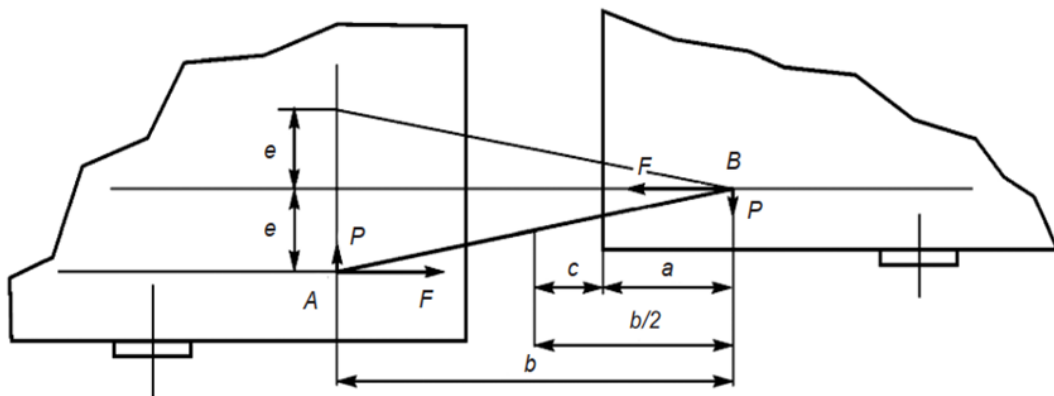


Рис. 2. Умовна схема навантаження консолі вагона в разі нецентральної взаємодії автозчеплень двох вагонів

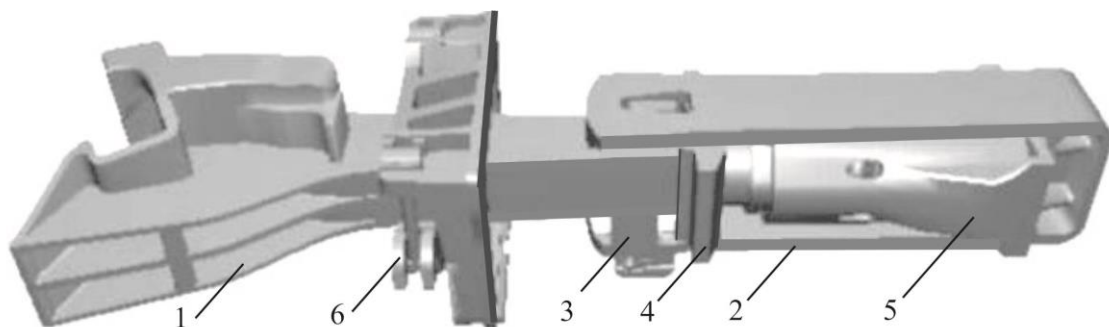


Рис. 3. Тривимірний модель автозчепного пристрою в з'єднанні з поглинаючим апаратом: 1 – корпус автозчеплення; 2 – тяговий хомут; 3 – клин поєднуючий автозчеплення з тяговим хомутом; 4 – упорна плита; 5 – поглинаючий апарат; 6 – центруюча балочка

Сучасний рухомий склад є механічними системами з багатьма ступенями свободи. Кількість ступенів свободи якого залежить від конструкції спирання кузова на візки, числа осей, конструкції буксових вузлів, способу передачі сили тяги. Для проведення розрахунків реальну конструкцію замінюють розрахунковою схемою, яка повинна максимально повно відтворювати досліджувані властивості конструкції. Жорсткість кузова, колісних пар, рам візків у залізничних екіпажах незрівнянно вища, ніж жорсткість з'єднання пружних елементів підвішування. Тому, при дослідженні коливань вагони можна розглядати як механічні системи, що складаються з абсолютно твердих тіл, з'єднаних пружними та жорсткими зв'язками [4, 19–21].

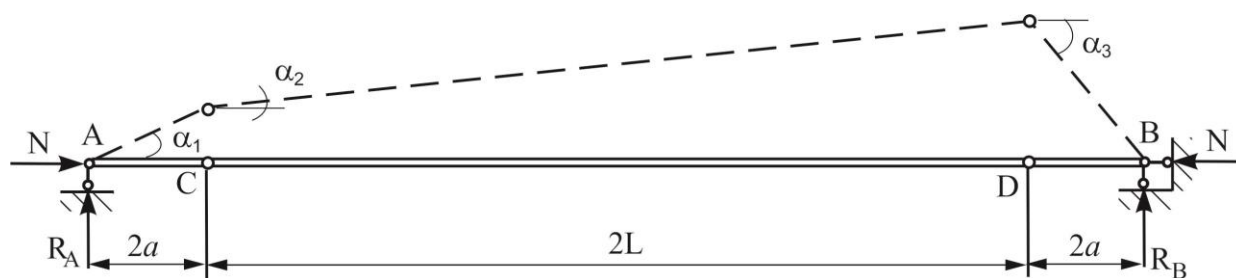
Точне аналітичне розв'язання задачі поздовжньо-поперечного вигину вагонів у складі поїзда з урахуванням реальних характеристик пружинно-фрикційних апаратів та автозчіпних пристроїв є дуже складним, потребує великих витрат часу та постановки спеціальних експериментів [9, 11]. У зв'язку з цим пропонується розглянути існуючі аналітичні методи визначення форм втрати стійкості шарнірно-стрижневої системи, які можуть виникнути в поїзді під дією поздовжніх стискаючих сил.

Наближений метод рішення полягає у заміні системи з нескінченно великою кількістю свободи системою з кінцевим числом свободи. Для системи з кінцевим числом ступенів свободи є стільки критичних значень навантаження й стільки форм деформації, скільки ступенів свободи містить система [26].

Кузов із двома з'єднаними автозчіпними пристроями попереду та ззаду вагона, можливо, приблизно замінити стисненим стержнем із двома значно ослабленими перерізами у місцях з'єднання корпусу автозчеплення з рамою (рис. 4). У цьому випадку система має два проміжні шарніри та два пружних зв'язки, які створюють момент у шарнірах при взаємному повороті елементів, у разі абсолютної жорсткості стержнів ця система має два ступені свободи.

Досліджуємо втрату стійкості внаслідок згинальних коливань кузова піввагона як пружної балки, що лежить на двох пружних опорах (рис. 4, б). Розглянемо балку, що складається з трьох абсолютно жорстких стержнів, шарнірно з'єднаних між собою. Опори А і В не допускають вертикальних переміщень, опори К і М пружні з однаковим коефіцієнтом жорсткості. Система знаходиться під дією поздовжньої стискаючої сили, що призводить до переміщення шарнірів С і Д [27].

а)



б)

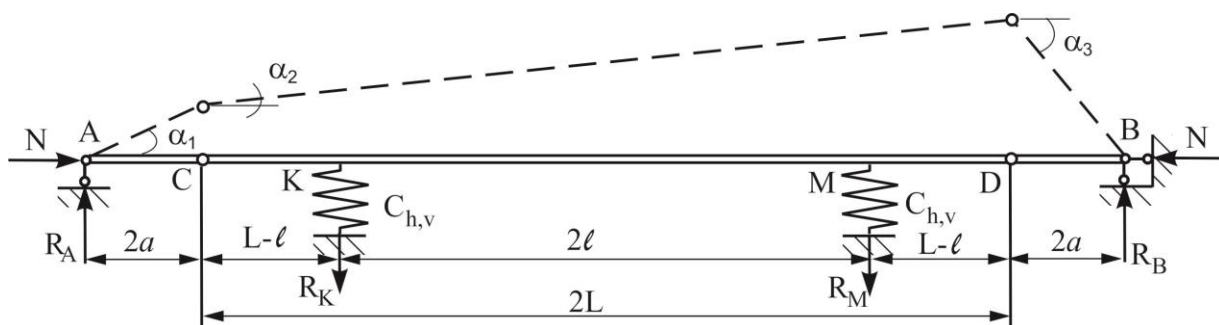


Рис. 4. Схематичне представлення вантажного вагона з трьох абсолютно жорстких ланок, шарнірно з'єднаних між собою

Визначимо навантаження, при якому можливий якийсь відхилений рівноважний стан. Розглянемо вантажний вагон у двох схемах: 1) стержень, який має два послаблені місця (рис. 4, а); 2) стержень, який має два проміжні шарніри та два пружних зв'язка (рис. 4, б). За незалежні змінні прийемо кути α_1 та α_2 . Кут α_3 визначається з рівності нулю горизонтальної проекції ламаної осі:

$$2a \cdot \alpha_1 + 2L \cdot \alpha_2 + 2a \cdot \alpha_3 = 0, \quad (4)$$

$$\alpha_3 = -\left(\alpha_1 + \frac{L}{a} \alpha_2\right). \quad (5)$$

Моменти внутрішніх сил у шарнірах дорівнюють моментам зовнішніх сил (рис. 4, а):

$$r_{cc}(\alpha_1 - \alpha_2) = N \cdot 2a \cdot \alpha_1, \quad (6)$$

$$r_{dd}(\alpha_2 - \alpha_3) = N \cdot (2a \cdot \alpha_1 + 2L \cdot \alpha_2), \quad (7)$$

де r_{cc} та r_{dd} – реактивні пружні моменти, що виникають у шарнірах при куті повороту, які дорівнюють одиниці. Після виключення α_3 два однорідні рівняння задовольняються: 1) при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$; 2) при зверненні в нуль визначника:

$$\begin{vmatrix} r_{cc} - 2aN & -r_{cc} \\ r_{dd} - 2aN & r_{dd}\left(1 + \frac{L}{a}\right) - 2LN \end{vmatrix} = 0. \quad (8)$$

Після розкриття визначника (приймаючи до уваги, що $r_{cc} = r_{dd}$) отримуємо квадратне рівняння відносно N , яке дозволяє знайти значення критичної сили:

$$4LaN^2 - 2r(2L + 2a)N + r^2 \cdot \left(2 + \frac{L}{a}\right) = 0, \quad (9)$$



$$N_{kp1} = N_{kra} = \frac{r \cdot (L + 2a)}{2La}, \quad (10)$$

$$N_{kp2} = N_{крб} = \frac{r}{2a}. \quad (11)$$

Для систем яка має два проміжні шарніри та два пружних зв'язки, опорні реакції нового рівноважного стану показано на рис. 4, б:

$$R_M = C_{z,\theta} (2a\alpha_1 + \alpha_2 (L + \ell)), \quad (12)$$

$$R_K = C_{z,\theta} (2a\alpha_1 + \alpha_2 (L - \ell)), \quad (13)$$

$$R_K (2a + L - \ell) + R_M (2a + L + \ell) - R_B (4a + 2L) = 0, \quad (14)$$

$$R_B = 2aC_{z,\theta}\alpha_1 + \frac{C_{z,\theta} (2aL + L^2 - \ell^2)}{2a + L} \alpha_2. \quad (15)$$

Дорівнюємо моменти внутрішніх сил у шарнірах моментам зовнішніх сил:

$$r_{cc} (\alpha_1 - \alpha_2) = N \cdot 2a \cdot \alpha_1 - 4aC_{z,\theta}\alpha_1 - \frac{2aC_{z,\theta} (2aL + L^2 - \ell^2)}{2a + L} \alpha_2, \quad (16)$$

$$r_{dd} \left(\alpha_2 + \left(\alpha_1 + \frac{L}{a} \right) \alpha_2 \right) = N \cdot (2a \cdot \alpha_1 + 2L \cdot \alpha_2) - 4aC_{z,\theta}\alpha_1 - \frac{2aC_{z,\theta} (2aL + L^2 + \ell^2)}{2a + L} \alpha_2. \quad (17)$$

Після виключення α_3 відповідно до (5) отримуємо визначник:

$$\begin{vmatrix} r_{cc} - 2aN + 4a^2C_{z,\theta} & -r_{cc} + \frac{2aC_{z,\theta} (2aL + L^2 - \ell^2)}{2a + L} \\ r_{dd} - 2aN + 4a^2C_{z,\theta} & r_{dd} \left(1 + \frac{L}{a} \right) - 2LN + \frac{2aC_{z,\theta} (2aL + L^2 + \ell^2)}{2a + L} \end{vmatrix} = 0. \quad (18)$$

Після розкриття визначника (вважаючи $r_{cc} = r_{dd}$) отримуємо квадратне рівняння для визначення критичної сили:

$$4LaN^2 - \left[4r(L + a) + \frac{8a^2C_{z,\theta} \cdot (L + 2aL + \ell^2)}{L + 2a} \right] N + \left[r^2 + 4ra^2C_{z,\theta} \right] \left(2 + \frac{L}{a} \right) + \frac{4aC_{z,\theta}\ell^2 \cdot (r + 4aC_{z,\theta})}{L + 2a} = 0. \quad (19)$$



Значення критичної сили:

$$N_{kp1} = N_{кра} = \frac{r \cdot (L + 2a)}{2La} + \frac{aC_{z,\theta} \cdot 2\ell^2}{L(L + 2a)} = \frac{r \cdot (L + 2a)}{2La} + \frac{2C_{z,\theta}}{2 + \frac{L}{a}} \cdot \frac{\ell^2}{L}, \quad (20)$$

$$N_{kp2} = N_{крб} = \frac{r}{2a} + 2aC_{z,\theta}. \quad (21)$$

Із рівнянь (9) та (19) фактично визначається відношення α_1/α_2 , тобто форма зламу. Підставляючи значення N_{kp1} у залежності (9) та (19) отримуємо $\alpha_1 = -\alpha_2$, що відповідає кососиметричним деформаціям (II-а форма втрати стійкості, розташування по схемі «ялинкою»). При N_{kp2} – $\alpha_1 = \alpha_2$, що відповідає симетричним деформаціям (I-а форма втрати стійкості).

Аналіз отриманих у загальному вигляді аналітичних виразів для визначення критичної сили демонструє, що її значення можливо отримати за допомогою двох складових які залежать від реактивних пружних моментів, що виникають у шарнірах при куті повороту, а також від реакції пружних зв'язків. Урахування загальної довжини двох з'єднаних автозчіпних пристроїв без урахування жорсткості та ваги елементів шарнірно-стрижневої системи призводить лише до подвоєння значення критичної сили. Крім того, залежність (20) доводить, що вираз (1) з нормативного документу [23] містить неточність та повинен мати наступний вигляд:

$$N_{кра} = \frac{C_{z,\theta}}{2 + \frac{L}{a}} \cdot \frac{\ell^2}{L}. \quad (22)$$

Навіть для легковагових вагонів коригування величини критичної поздовжньої сили за виразом (22) не має істотного впливу. У зв'язку з цим, необхідно розглянути вантажний вагон як систему стержнів, яка має істотно більшу кількість ступенів свободи. Система однорідних алгебраїчних рівнянь при цьому буде містити відповідну кількість невідомих і, як відомо, може бути замінена одним диференціальним рівнянням. Звернення його визначника в нуль призводить до характеристичного рівняння, тобто трансцендентного рівняння.

Висновки: У результаті теоретичних досліджень отримано аналітичні вирази визначення критичної стискної сили для системи з двома ступенями свободи у разі абсолютної жорсткості стержнів. На підставі проведених теоретичних досліджень форми втрати стійкості вантажного екіпажу можливо зробити такі висновки:

- значення критичних сил (1)-(3) отримано для балки на пружних опорах з двома ступенями свободи, таким чином можливо отримати дві форми втрати стійкості, а не три як було зазначено раніше;



- при врахуванні двох зчеплених автозчіпних пристроїв як єдиної ланки, значення критичної сили подвоюється і набуває нераціонально великого значення, що призводить до необхідності урахування жорсткості та ваги елементів шарнірно-стрижневої системи (кузова та автозчіпних пристроїв);

- отримані аналітичні вирази доводять, що при виведенні залежності визначення критичної сили (1)-(3) не враховується можливе переміщення вагонів попереду та позаду аналізованого (опор А і В), що призводить до необхідності розглядати стійкість групи вагонів у складі поїзда.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Курган, Д. М., Губар О. В., Гаврилов М. О. Методика інженерного розрахунку коефіцієнта стійкості проти вкочування колеса на рейку. *Наука та прогрес транспорту*. 2020. № 3 (87). С. 71–80. doi: 10.15802/stp2020/208202
2. Sysyn M., Nabochenko O., Kovalchuk V. Experimental investigation of the dynamic behavior of railway track with sleeper voids. *Railway Engineering Science*. 2020. doi: <https://doi.org/10.1007/s40534-020-00217-8>
3. Kurhan M. B., Kurhan D. M. Providing the Railway Transit Traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*. 2019. Vol. 14. Iss. 2. P. 27–38. doi: 10.1556/606.2019.14.2.3
4. Зеленько Ю. В., Недужа Л. О., Швець А. О. Вплив віброакустичних параметрів рухомого складу на вибір раціональних значень ходової частини локомотива. *Наука та прогрес транспорту*. 2016. № 3 (63). С. 60–75. doi: 10.15802/stp2016/74717.
5. Мурадян, Л. А., Шапошник, В. Ю., Винстрот Бернд Уве, Муковоз, С. П. Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины. *Локомотив-інформ*. 2015. №7-8 (109-110). С. 20–22.
6. Мурадян, Л. А., Шапошник, В. Ю., Мищенко, А. А. Методологические основы определения эксплуатационных характеристик несамоходного подвижного состава. *Наука та прогрес транспорту*. 2016. № 1 (61). С. 169–179. doi: 10.15802/stp2016/61044
7. Мурадян, Л. А., Шапошник, В. Ю., Подосенов, Д. О. Повышение надежности грузовых вагонов с применением новых технологий изготовления и восстановления рабочих поверхностей. *Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті*. 2016. № 11. С. 49–54.
8. Знос коліс та рейок при нерівномірному завантаженні піввагонів / Анжела О. Швець, О. М. Болотов, Л. С. Сапарова, Анжеліка О. Швець // *Вісн. сертифікації залізн. трансп.* – 2019. – № 1. – С. 4–17.
9. Лысюк В. С. Причины и механизмы схода колеса с рельса. *Проблема износа колес и рельсов : 2-е изд., перераб. и доп.* Москва : Транспорт, 2002. 215 с.
10. Мугинштейн Л. А., Ромен Ю. С. Влияние продольных сил на опасность сходов порожних вагонов в поездах. *Вестник ВНИИЖТ*, 2011. № 3. С. 3–6.



11. Черкашин, Ю. М., Костин Г. В. Определение допустимых продольных сил в поезде по условию обеспечения устойчивости движения вагонов. Исследование прочности, устойчивости, воздействия на путь и техническое обслуживание вагонов в поездах повышенных массы и длины : сб. тр. ВНИИЖТа. Москва : Транспорт, 1992. С. 4–31.
12. Швець А. А., Железнов 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: <https://doi.org/10.15802/stp2015/49281>
13. Швець А. О. Стійкість вантажних вагонів у разі дії стискних поздовжніх сил. Наука та прогрес транспорту. 2020. № 1 (85). С. 119–137. doi: [10.15802/stp2020/199485](https://doi.org/10.15802/stp2020/199485).
14. Швець, А. О. Аналіз засобів проектування та методів удосконалення конструкцій вантажного рухомого складу / А. О. Швець // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 2(48). – С. 61–73.
15. Мямлін, С. В. Визначення впливу показників тертя в системі «кузов–візок» на динаміку вантажного вагона / С. В. Мямлін, Л. О. Недужа, А. О. Швець // Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – № 2(50). – 2014. – С. 152–163. doi: [10.15802/stp2014/23792](https://doi.org/10.15802/stp2014/23792).
16. Myamlin, S. Research of friction indices influence on the freight car dynamics / S. Myamlin, L. Neduzha, A. Ten, A. Shvets // Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 13. – No. 4. – P. 159–166.
17. Determination of Dynamic Performance of Freight Cars Taking into Account Technical Condition of Side Bearers / S. Myamlin, L. Neduzha, O. Ten, A. Shvets // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 1. – С. 162– 169. doi: [10.15802/stp2013/9589](https://doi.org/10.15802/stp2013/9589).
18. Швець, А. О. Особливості визначення моментів інерції кузовів вантажних вагонів / А. О. Швець // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 5 (51). – С. 20–34.
19. Shvets, A. O. Influence of Loading from the Axle of a Gondola Car on its Dynamic Indicators and Railway Track / A. O. Shvets, O. O. Bolotov // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 1 (79). – С. 151–166. – doi: [10.15802/stp2019/158127](https://doi.org/10.15802/stp2019/158127)
20. Швець, А. О. Вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги вантажу в піввагонах на їх динамічні показники / А. О. Швець // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 5. – С. 115–128. doi: [10.15802/stp2018/146432](https://doi.org/10.15802/stp2018/146432).
21. Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car / O. V. Shatunov, A. O. Shvets, O. A. Kirilchuk, A. O. Shvets // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 4. – С. 102–117. – doi: [10.15802/stp2019/177457](https://doi.org/10.15802/stp2019/177457).
22. Вершинский, С. В., Данилов, В. Н, Челноков, И. И. Динамика вагона. Москва : Транспорт, 1972. – 304 с.



23. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 2015–07–01]. Вид. офіц. Київ : УкрНДНЦ, 2017. 158 с.
24. Швець А. О. Дослідження стійкості вантажного рухомого складу в разі нецентральної взаємодії автоточень двох вагонів. Вісник сертифікації залізничного транспорту. 2021. № 2 (66). С. 50–62.
25. Шапошник В. Ю., Шукунів О. А. Проблема обривів автоточень. Зб. наук. пр. Держ. ун-ту інфраструктури та технологій. Серія : Трансп. системи і технології. Київ, 2021. Вип. 37. С. 21–30. doi: 10.32703/2617-9040-2021-37-3.
26. Рабинович И. М. Основы строительной механики стержневых систем. Москва : Стройиздат, 1960. 516 с.
27. Клейн Г. К., Рекач В. Г., Розенблат Г. И. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики. Учеб. пособие для вузов. Москва : «Высшая школа», 1972. 320 с.

REFERENCES:

1. Kurhan, D. M., Hubar, O. V., & Havrylov, M. O. (2020). Methodology for engineering calculation of stability coefficient against wheel climbing on the rail. *Science and Transport Progress*, 3(87), 71-80. doi: 10.15802/stp2020/208202 (in Ukrainian)
2. Sysyn M., Nabochenko O., & Kovalchuk V. (2020). Experimental investigation of the dynamic behavior of railway track with sleeper voids. *Railway Engineering Science*. doi: <https://doi.org/10.1007/s40534-020-00217-8> (in English)
3. Kurhan, M., & Kurhan, D. (2019). Providing the railway transit traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*, 14(2), 27-38. doi: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3> (in English)
4. Zelenko, Yu. V. Influence of rolling stock vibroacoustical parameters on the choice of rational values of locomotive running gear / Yu. V. Zelenko, L. O. Neduzha, A. O. Shvets // *Science and Transport Progress*. – 2016. – Vol. 3 (63). – P. 60-75. doi: 10.15802/stp2016/74717.
5. Muradyan, L. A., Shaposhnik, V. Yu., Vinstrot, B. U., & Mukovoz, S. P. (2015). Tests of promising brake pads on the railways of Ukraine. *Lokomotiv-inform*, 7-8, 20-22 (in Russian)
6. Muradian, L. A., Shaposhnyk, V. Yu., & Mischenko, A. A. (2016). Methodological fundamentals of determination of unpowered rolling stock maintenance characteristics. *Science and Transport Progress*, 1(61), 169-179. doi: 10.15802/stp2016/61044 (in Russian)
7. Muradian, L. A., Shaposhnyk, V. Yu., & Podosenov, D. O. (2016). 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*, 11, 49-54. doi: 10.15802/ecsrt2016/91337 (in Russian)



8. Shvets, Angela O., Bolotov, O. M., Saparova, L. S., & Shvets, Angelika O. (2019). Wear wheels and rails at the uneven loading of gondola cars. *Visnyk sertyfikatsii zaliznychnoho transportu*, 1(53), 4–17. (in Ukrainian)
9. Lysyuk, V. S. (2002). *Prichyny i mekhanizmy skhoda koleasa s relsa. Problema iznosa koles i relsov*. Moscow: Transport. (in Russian)
10. Muginshteyn, L. A., & Romen, Yu. S. (2011). Vliyanie prodolnykh sil na opasnost skhodov porozhnykh vagonov v poezdakh. *Vestnik VNIIZhT*, 3, 3-6. (in Russian)
11. Cherkashin, Yu. M. & Kostin, G. V. (1992). *Opredelenie dopustimyykh prodolnykh sil v poezde po usloviyu obes-pecheniya ustoychivosti dvizheniya vagonov. Issledovanie prochnosti, ustoychivosti, vozdeystviya na put i tekhnicheskoe obsluzhivanie vagonov v poezdakh povyshennykh massy i dliny*. Sbornik trudov VNIIZhT. Moscow: Transport, 4-31. (in Russian)
12. Shvets, A. A., Zheliezov, K. I., Akulov, A. S., Zabolotnyi, A. N., & Chabaniuk, Ye. V. (2015). Some aspects of the definition of empty cars stability from squeezing their longitudinal forces in the freight train. *Science and Transport Progress*, 4(58), 175-189. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2015/49281> (in Russian)
13. Shvets, A. O. (2020). Stability of freight wagons under the action of compressing longitudinal forces. *Science and Transport Progress*, 1(85), 119-137. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2020/199485> (in Ukrainian)
14. Shvets, A. O. (2018). Analysis of design tools and methods to improve designs of freight rolling stock. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 2(48), 61–73. (in Ukrainian)
15. Myamlin, S. V., Neduzha, L. A., & Shvets, A. A. (2014). Determination of friction performance influence in the system "body-bogie" on the freight car dynamics. *Science and Transport Progress*, 2 (50), 152-163. doi: 10.15802/stp2014/23792. (in Ukrainian)
16. Myamlin, S., Neduzha, L., Ten, O., & Shvets, A. (2013). Research of friction indices influence on the freight car dynamics. *TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*, vol. 13, no. 4, 159–166.
17. Myamlin, S., Neduzha, L., Ten, O., & Shvets, A. (2013). Determination of dynamic performance of freight cars taking into account technical condition of side bearers. *Science and Transport Progress*, 1(43), 162–169. doi: 10.15802/stp2013/9589. (in English)
18. Shvets, A. O. (2018). Specifics of determining the moments of inertia a freight wagons bodies. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 5(51), 20–34. (in Ukrainian)
19. Shvets, A. O., & Bolotov, O. O. (2019). Influence of loading from the axle of a gondola car on its dynamic indicators and railway track. *Science and Transport Progress*, 1 (79), 151-166. doi: 10.15802/stp2019/158127 (in English)
20. Shvets, A. O. (2018). Influence of the longitudinal and transverse displacement of the cargo gravity center in gondola cars on their dynamic indicators. *Science and Transport Progress*, 5 (77), 115–128. doi: 10.15802/stp2018/146432. (in Ukrainian)



21. Shatunov, O. V., Shvets, A. O., Kirilchuk, O. A., & Shvets, A. O. (2019). Research of wheel-rail wear due to non-symmetrical loading of a flat car. *Science and Transport Progress*, 4, 102–117. doi: 10.15802/stp2019/177457.
22. S.V. Vershinskiy, V.I. Danilov, I.I. Chelnokov, *Динамика вагонов [Dynamics of cars]*, Transport Publ., Moscow, 1991.
23. *Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrakhunkiv ta proektuvannya novikh i modernizovanikh vagoniv kolii 1520 mm (nesamokhidnikh)*, 162 DSTU 7598:2014 (2017). (in Ukrainian)
24. Shvets, A. O. (2021). Research of stability of the freight rolling stock in noncentral interaction automatic couplers two cars. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 2 (66), 50-62. (in Ukrainian)
25. Shaposhnyk, V. Yu., & Shikunov O. A. (2021). The problem of breaks automatic coupling. *Coll. Science. Ave. University of Infrastructure and Technology. Series: Transp. systems and technologies*. Kyiv, 37, 21–30. doi: 10.32703/2617-9040-2021-37-3.
26. Rabinovich, I. M. *Fundamentals of structural mechanics of rod systems*. Moscow: Stroyizdat, 1960. (in Russian)
27. Klein, G. K., Rekach, V. G., & Rosenblat, G. I. *Guide to practical training in the course of structural mechanics. Textbook. Manual for technical colleges*. Moscow: "High School", 1972. (in Russian)