



УДК 629.463.65.015:625.1.03

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В РАЗІ НЕЦЕНТРАЛЬНОЇ ВЗАЄМОДІЇ АВТОЗЧЕПЛЕНЬ ДВОХ ВАГОНІВ

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 впливу експлуатаційних навантажень з урахуванням нецентральної взаємодії двох вагонів на стійкість руху вагонів, визначення поздовжньої навантаженості вагонів у поїздах, а також аналіз впливу величини ексцентриситету у вертикальній площині при передачі поздовжніх сил на коефіцієнт запасу стійкості від витискання.

Ключові слова: безпека руху; піввагон; коефіцієнт запасу стійкості від витискання; криволінійні ділянки колії; поздовжні сили; швидкість руху.

RESEARCH OF STABILITY OF THE FREIGHT ROLLING STOCK IN NONCENTRAL INTERACTION AUTOMATIC COUPLERS TWO CARS

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

Theoretical studies are aimed at determining the influence of operating loads, taking into account the off-center interaction of two cars on the stability of the movement of cars, determining the longitudinal loading of cars in trains, as well as analyzing the effect of the eccentricity value in the vertical plane during the transfer of longitudinal forces on the safety factor from squeezing.

Keywords: traffic safety; gondola car; lift resistance coefficient; curved track sections; longitudinal forces; movement speed.

Сучасний вантажовласник пред'являє до транспортних послуг досить жорсткі вимоги щодо термінів доставки, збереження вантажу, якості експедиторських послуг. У свою чергу, збільшення швидкостей руху поїздів вимагає не тільки відповідних технічних, а й методично-розрахункових засобів [1–3].

Протягом тривалого часу залишається актуальною проблемою забезпечення стійкості руху вагонів у довгосоставних вантажних поїздах підвищеної вантажопідйомності в разі підвищення швидкості руху [4–9].

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 [2, 8, 9].

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 [7, 9, 10–14]. Крім того, розрахункова схема повинна також відобразити особливості передачі поздовжніх сил на елементи візків у вертикальному й горизонтальному (поперечному) напрямках [15–17].

Кожен випадок прикладання сил до вагона у вертикальній площині потрібно розглядати разом із різними випадками встановлення вагона в горизонтальній площині й окремо для розтягувальних і стискних поздовжніх сил на прямих та криволінійних ділянках колії. Причинами виникнення додаткового групового впливу коліс візків на колію, викликаного квазістатичним розтягуванням або стисканням поїзда, у тому числі є ексцентриситети закріплення хвостової частини автозчеплення у вертикальній Δ_1^B площині, а також вертикальні перекося вантажних вагонів у разі стискання поїзда Δ_2^B (рис. 1).

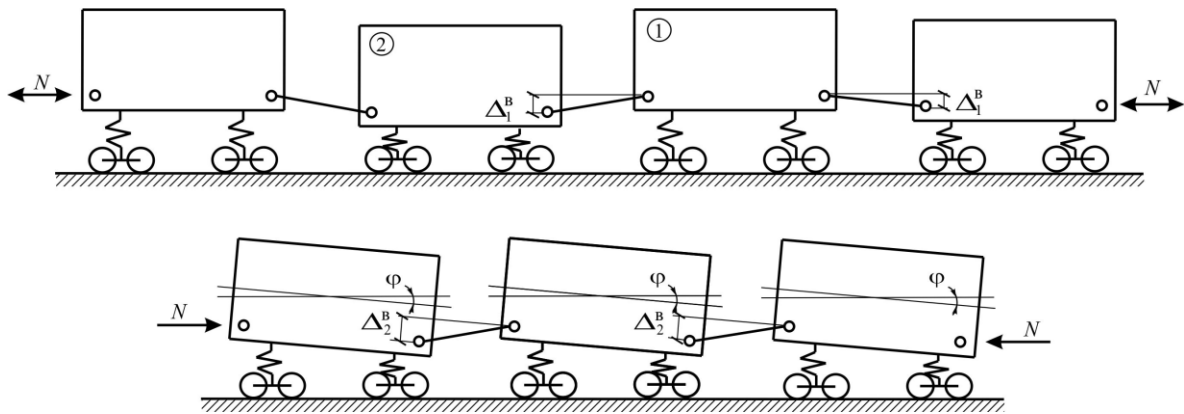


Рис. 1. Схема розташування вагонів у складі поїзда в разі передачі поздовжнього зусилля з перекосям у вертикальній площині

Значення Δ_1^B обумовлено завантаженням вагона, вертикальною жорсткістю центрального ресорного підвішування та зносом коліс. У разі постановки порожнього вагона в поїзд із повністю завантаженими вагонами значення Δ_1^B (рис. 1) може досягати 80 мм [18].

За квазістатичного стикання поїзда вагони в процесі руху прагнуть перекосятися. Ходові частини, які взаємодіють із рейками, виконують функцію поперечних зв'язків та утримують вагони в основному положенні. Зазори між гребенями й головкою рейки, у ресорних, буксових та п'ятникових вузлах, звивистий рух екіпажів, ексцентриситети горизонтального й вертикального розташування хвостовиків автозчеплення відносно поздовжньої лінії осей автозчеплень призводять до того, що кузови й автозчеплення вагонів розташовуються в процесі руху з деякими перекосями [19–25].

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 [18] та на рис. 2.

Як загально відомо, автозчепний пристрій вагонів повинен забезпечувати автоматичне зчеплення рухомого складу на прямих і кривих ділянках колії

заданого радіуса в заданих умовах, а також зберігання зчепленого стану рухомого складу під час руху в передбачених проектом умовах, зокрема розрахунковими круговими й S-подібними кривими, сортувальними гірками й апарелями поромів [18].

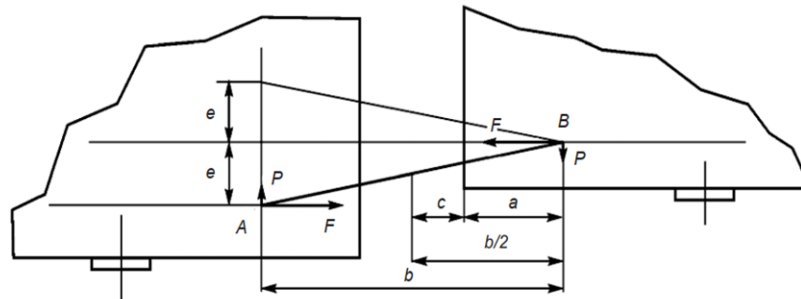


Рис. 2. Умовна схема навантаження консолі вагона в разі нецентральної взаємодії автозчеплень двох вагонів

При визначенні додаткових вертикальних сил у разі нецентральної взаємодії автозчепних пристроїв двох вагонів у діючий нормативній документації враховується лише різниця рівнів осей зчеплених автозчепних пристроїв. Але, автозчеплення СА-3 (СА-3М) мають в контурі зачеплення плоскі вертикальні площадки розміром 160 мм, розташовані симетрично відносно поздовжньої осі автозчеплення [5, 9] на 80 мм вгору і вниз.

При передачі поздовжнього зусилля через автозчеплення точками його можливого повороту можуть бути або верхні ребра торцевої поверхні хвостовика автозчеплення (рис. 3), або верхнє ребро опорної поверхні корпусу поглинаючого апарата.

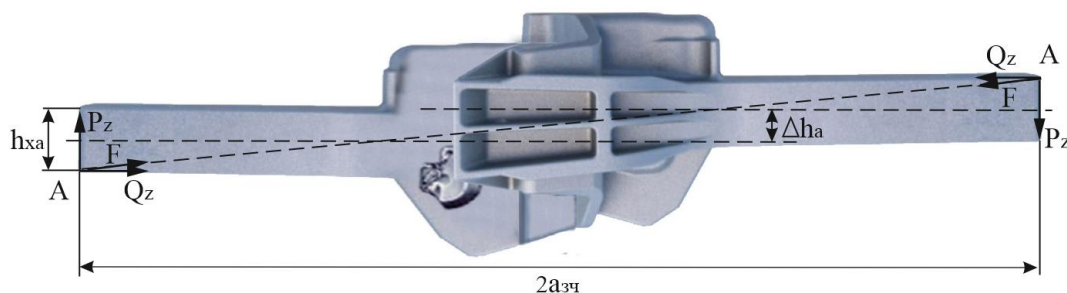


Рис. 3. Поздовжні зусилля, що передаються через автозчеплення у вертикальній площині в разі нецентральної взаємодії

Основу методики визначення коефіцієнта стійкості від витискання поздовжніми силами складають дослідження, наведені в роботах [8, 9]. Рух вагона у кривій розглянуто за різних у передній та задній частинах: кутах нахилу кузовів до площини колії φ_1 та φ_2 ; кутах повороту автозчеплень відносно осі колії ψ_1 та ψ_2 ; врахованого повороту кузова вагона в межах зазору в колії на кут ψ . На вагон (рис. 4) діють стискні поздовжні сили, а сам екіпаж установлено в рейковій колії за схемою «ялинкою». Це II-а форма втрати стійкості в горизонтальній площині під час стискання вагона (в разі встановлення в колії з відхиленням п'ятників

поперек колії (у різні боки від початкового відхилення поздовжньої осі вагона) на величину δ_0).

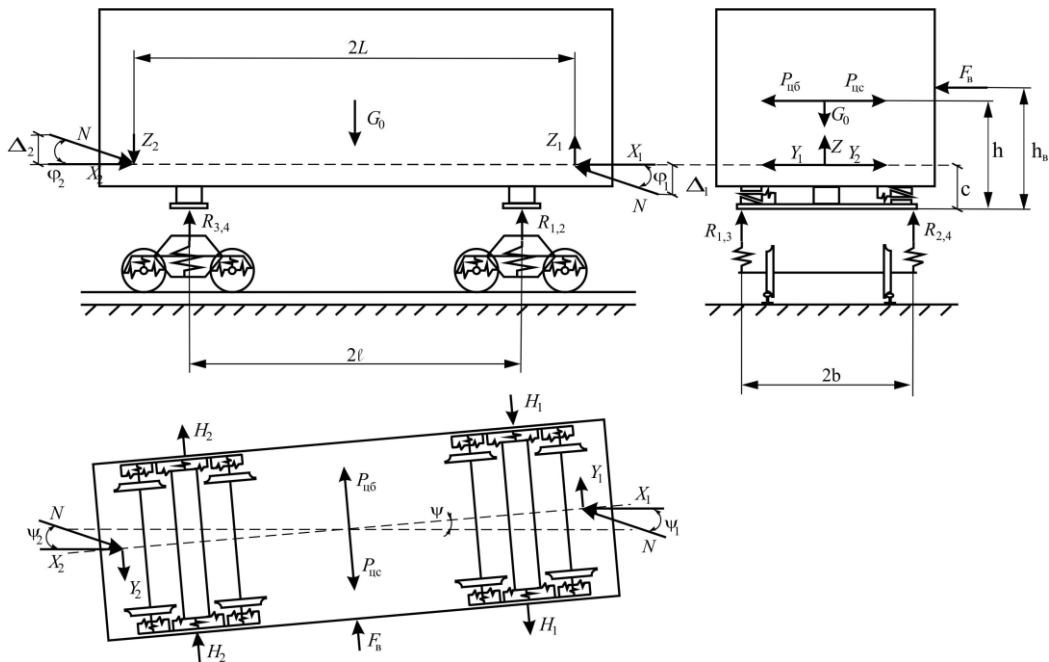


Рис. 4. Схема сил, що діють на вагон в разі встановлення за II-ю формою втрати стійкості (схема «ялинки»)

Сили, що діють на вагон, спроектовані на площину колії, а також площини, їй перпендикулярні – поздовжню відносно осі колії й поперечну. Наведені на рис. 4 позначення, а також параметри, які використовують для визначення коефіцієнта стійкості від витискання поздовжніми силами, зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри, які використовують для визначення коефіцієнта стійкості від витискання поздовжніми силами

Позначення	Параметр	Розмірність
N	поздовжня квазістатична сила в автозчепленні в разі дії на вагон стискних сил	кН
G_0	вага кузова вагона	кН
$P_{цб}$	відцентрова складова сил інерції	кН
$P_{цс}$	горизонтальна складова ваги екіпажа, що діє на нього під час руху по криволінійних ділянках колії	кН
Z_1, Z_2	вертикальні проєкції поздовжньої сили	кН
Y_1, Y_2	горизонтальні поперечні проєкції поздовжньої сили	кН
X_1, X_2	горизонтальні поздовжні проєкції поздовжньої сили	кН
R_1, R_2, R_3, R_4	вертикальні складові реакцій опор	кН
H_1, H_2	горизонтальні складові реакцій опор	кН
P_1, P_2	вертикальні сили, що діють на колісну пару	кН



Позначення	Параметр	Розмірність
H_p	рамна сила, що діє на колісну пару	кН
G_1	вага не обресореної частини візка	кН
$G_{кп}$	вага колісної пари	кН
$G_{віз}$	вага візка	кН
C_r	горизонтальна жорсткість ресорного підвішування візка	кН/м
C_b	вертикальна жорсткість ресорного підвішування візка	кН/м
φ_1, φ_2	кути у вертикальній площині через різницю рівнів осей автозчеплень у з'єднанні двох вагонів	рад
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
Δ_1, Δ_2	різниця рівнів осей автозчеплень попереду й позаду вагона	м
e	ексцентриситет хвостової частини автозчеплення в результаті відхилення від проєктного положення під час виготовлення	м
$2b$	відстань між центрами шийок осей колісних пар	м
$2\delta_0$	сумарний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії в напрямному перетині по шкворню	м
c	вертикальна відстань від верхньої площини центрального ресорного комплекту до рівня осі автозчеплення	м
$2L_{зч}$	довжина вагона по осях зчеплення	м
2ℓ	база вагона	м
$2L$	відстань між упорними плитами автозчеплень	м
R	радіус кривої	м
a	довжина корпусу автозчеплення від осі зчеплення до кінця хвостовика	м
$2S$	відстань між колами кочення коліс	м
h	висота центра ваги кузова вагона над площиною обпирання надресорних балок	м
h_a	висота осі автозчеплення над рівнем головок рейок	м
$h_{вр}$	висота над рівнем площини головок рейок до верхньої площини центрального ресорного комплекту	м
$h_{ц}$	висота центра ваги вагона над рівнем головок рейок	м
h_b^*	висота над рівнем площини головок рейок до центра ваги бокової поверхні кузова вагона	м
$a_{неп}$	непогашене прискорення	м/с ²
g	прискорення вільного падіння	м/с ²
μ	коефіцієнт тертя між колесом і рейкою	
β	кут нахилу, утворений конусоподібною поверхнею гребеня колеса до горизонтальної осі	



Зусилля, зображені на рис. 4, визначають за методикою, наведеною в роботах [2, 8]. В роботі [9] наведено залежність для визначення коефіцієнта запасу стійкості від витискання поздовжніми силами з урахуванням сил інерції й тиску вітру на бокову поверхню кузова вагона у кривій (1):

$$K_{\text{ств}}^{\text{I,II}} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \times \left[P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \frac{\psi_a^2 \cdot h_{\text{вр}}}{(\delta_0 + e) \cdot S} + N \cdot \left[2\psi_a \cdot \frac{h_{\text{вр}}}{S} + \psi_{\text{кр}} \cdot \frac{h_a}{S} \right] \pm P_{\text{ін}} \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S} \pm F_{\text{в}} \cdot \frac{h_{\text{в}}^*}{S} \right], \quad (1)$$

$$\times \left[\begin{array}{l} \mu \cdot P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \frac{\psi_a^2}{(\delta_0 + e)} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вр}}}{S} \right) + N \cdot \left[2\psi_a \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вр}}}{S} \right) + \psi_{\text{кр}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) \right] \pm \\ \pm P_{\text{ін}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S} \right) \pm F_{\text{в}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{в}}^*}{S} \right) \end{array} \right]$$

де $P_{\text{ваг}}^{\text{ст}}$ – статичний тиск вагона (від колеса набігаючої колісної пари переднього візка) на залізничну колію з урахуванням зневантаження від поздовжньої сили, кН:

$$P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} = P_{\text{ваг}} - N \cdot \varphi_e \cdot \frac{b}{S}, \quad (2)$$

$$\varphi_e = \varphi_1 \cdot \left(\frac{L}{\ell} + 1 \right) + \varphi_2 \cdot \left(\frac{L}{\ell} - 1 \right), \quad (3)$$

$$P_{\text{ін}} = (G_o + 2 \cdot G_{\text{віз}}) \cdot \frac{a_{\text{неп}}}{g} = P_{\text{ваг}} \cdot \frac{a_{\text{неп}}}{g}, \quad (4)$$

У формулі (1) верхні знаки відповідають установленню вагона, коли набігаюче колесо вкочується на зовнішню рейку (схема I), а нижні – установленню, коли набігаюче колесо вкочується на внутрішню рейку (схема II) [18].

Вплив величини ексцентриситету передачі поздовжніх сил з урахуванням нецентральної взаємодії у вертикальній площині на коефіцієнт запасу стійкості від витискання показано на рис. 5–6. Наведено результати розрахунків руху порожнього й завантаженого піввагона моделі 12–532 по криволінійній ділянці колії радіусом 250 м із піднесенням зовнішньої рейки на 150 мм і поперечним розбігом рами кузова вагона відносно осі колії в напрямному перетині в 50 мм [18]. Допустима швидкість руху в такій кривій становить 65 км/год. Розрахунки проведено при швидкості руху у діапазоні від 10 до 120 км/год. Крива при $v = 0$ км/год відповідає значенню коефіцієнта запасу стійкості від витискання поздовжніми силами без урахування сили інерції (швидкості руху).

При цьому передбачалося, що поздовжні сили, які діють на вагони, являють собою статичні або квазістатичні зовнішні сили, які повільно змінюються в часі.



Допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок у разі витискання становить $[K_{ств}] = 1,2$ [18].

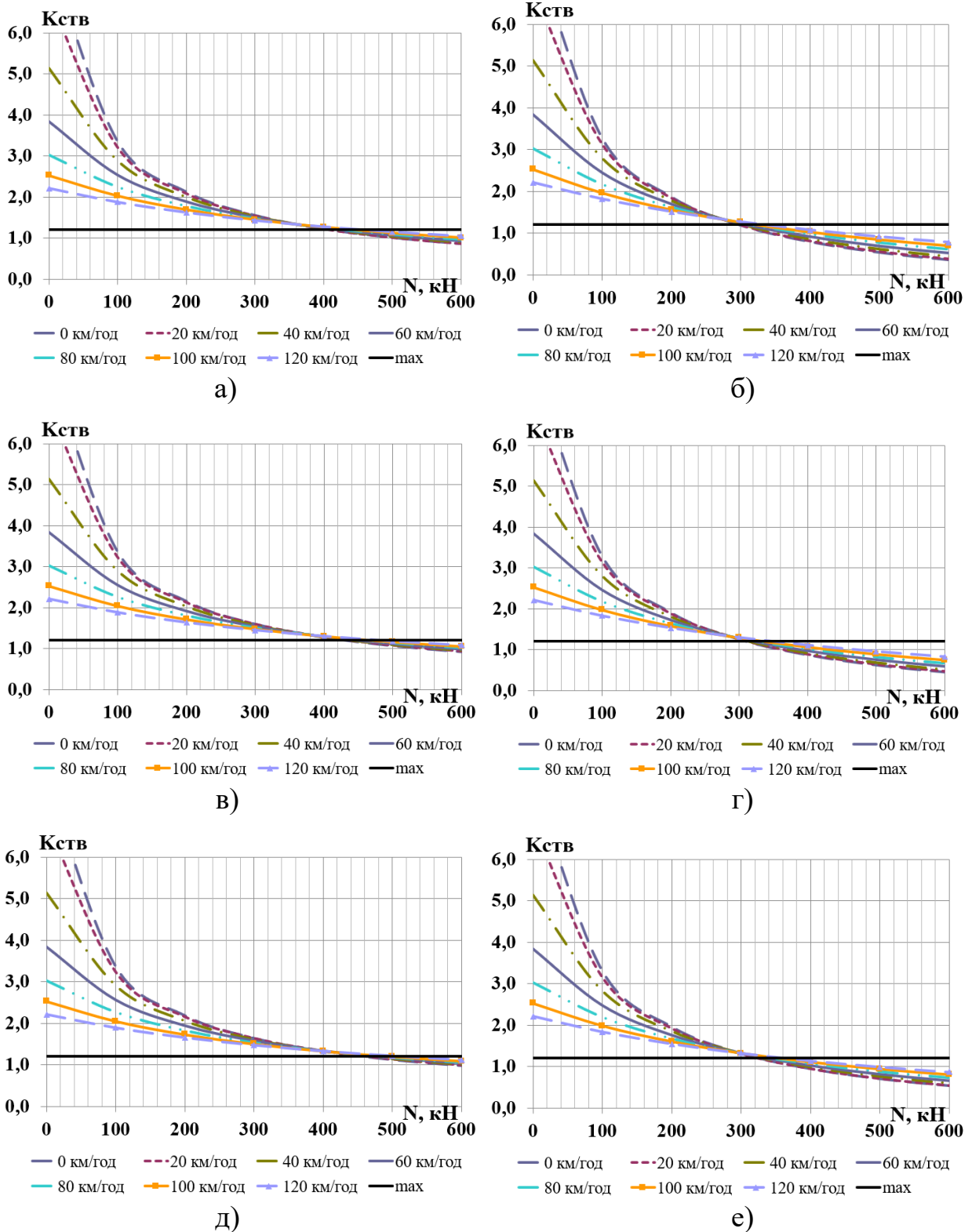


Рис. 5. Коефіцієнт запасу стійкості від витискання порожнього піввагона:
а, в, д) – величина ексцентриситету передачі поздовжніх сил у вертикальній площині відповідно при $\Delta_2 = 100, 80, 60$ мм; б, г, е) – величина ексцентриситету з урахуванням нецентральної взаємодії у вертикальній площині відповідно $\Delta_2 = 230, 210, 190$ мм

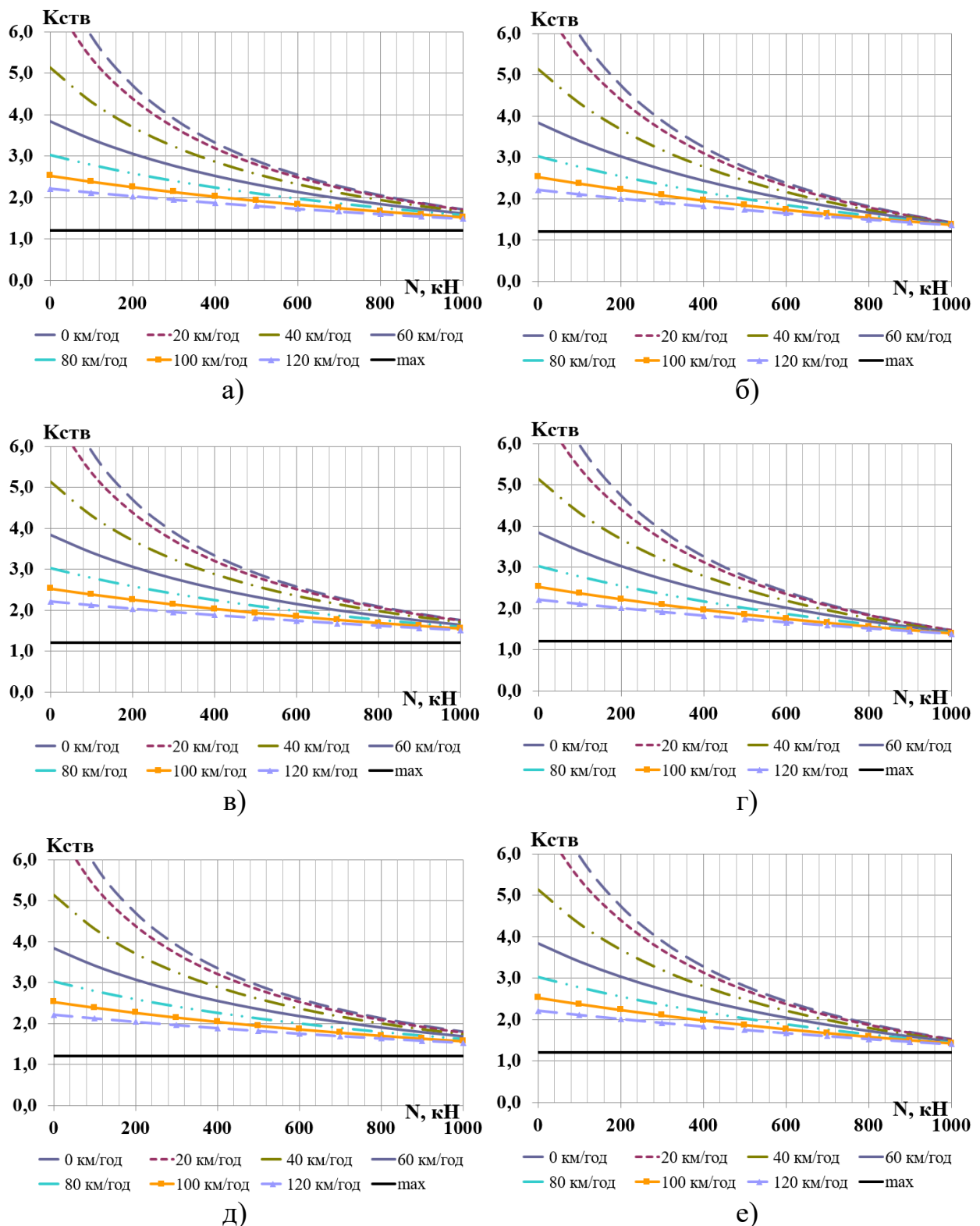


Рис. 6. Коефіцієнт запасу стійкості від витискання завантаженого піввагона:
 а, в, д) – величина ексцентриситету передачі поздовжніх сил у вертикальній площині відповідно при $\Delta_2 = 100, 80, 60$ мм; б, г, е) – величина ексцентриситету з урахуванням нецентральної взаємодії у вертикальній площині відповідно $\Delta_2 = 230, 210, 190$ мм

Під час розрахунків була врахована різниця у висоті між поздовжніми осями автозчеплень у вантажному поїзді у 100 мм, 80 мм та 60 мм, а також висота



хвостової частини автозчепного пристрою 130 мм. Позаду досліджуваного вагона різницю рівнів осей автозчеплень взято рівною $\Delta_2 = 40$ мм, що відповідає конструкційному (альбомному) допуску розташування осей зчеплення вантажних вагонів. Вплив величини ексцентриситету передачі поздовжніх сил у разі нецентральної взаємодії в горизонтальній площині на коефіцієнт запасу стійкості від витискання не досліджувався й приймалось $e = 0$ мм.

Аналіз отриманих значень коефіцієнта запасу стійкості від витискання порожнього піввагона (рис. 5) показує, що при центральній передачі поздовжнього зусилля, коли враховується лише різниця рівнів осей автозчеплень у діапазоні $\Delta_2 = 100, 80, 60$ мм (рис. 5, а, в, д) втрата встановленого нормативною документацією запасу стійкості відбувається при 420, 440 та 460 кН. При нецентральної взаємодії автозчеплень сусідніх вагонів (рис. 3) при $\Delta_2 = 230, 210, 190$ мм цей інтервал становить відповідно 320, 330 та 340 кН. Ексцентриситет передачі поздовжнього зусилля через верхні ребра торцевої поверхні хвостовика автозчеплення має істотний вплив на величину поздовжньої сили, здатну видавити порожній вантажний вагон.

У завантаженому режимі (рис. 6) досліджуваний піввагон зберігає встановлений запас стійкості для вантажних вагонів під час дії допустимої нормативною документацією квазістатичної стискної сили величиною в 1 МН при усіх варіантах розрахунків.

Висновки: У результаті теоретичних досліджень отримано величини коефіцієнта запасу стійкості від витискання поздовжніми силами з урахуванням ексцентриситету передачі поздовжнього зусилля у вертикальній площині. На підставі проведених теоретичних досліджень стійкості вантажного екіпажу на прикладі піввагона моделі № 12–532 можна зробити такі висновки:

- наявність ексцентриситету передачі поздовжнього зусилля у вертикальній площині для порожніх вагонів істотно впливає на величину коефіцієнта запасу стійкості від витискання;

- у порожньому стані досліджуваний піввагон зберігає встановлений запас стійкості для вантажних вагонів під час руху з допустимою швидкістю в разі стискання силою 420-460 кН за відсутності ексцентриситету передачі поздовжнього зусилля у вертикальній площині;

- у завантаженому стані досліджуваний піввагон зберігає встановлений запас стійкості для вантажних вагонів у разі дії допустимої нормативною документацією квазістатичної стискної сили величиною в 1 МН.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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*
2. 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*



3. 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>*
4. Shimanovsky, A. O., Sakharau, P. A., Kuzniatsova, M. G. *Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985. 012027. doi: [10.1088/1757-899X/985/1/012027](https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012027)*
5. 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.*
6. Мугинштейн Л. А., Ромен Ю. С. *Влияние продольных сил на опасность сходов порожних вагонов в поездах. Вестник ВНИИЖТ, 2011. № 3. С. 3–6.*
7. 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 повышенной массы и длины : сб. тр. ВНИИЖТа. Москва : Транспорт, 1992. С. 4–31.*
8. 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>*
9. 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).*
10. 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.*
11. 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).*
12. 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.*
13. *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).*
14. 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](https://doi.org/10.15802/stp2016/74717).*
15. Мурадян, Л. А. Шапошник, В. Ю., Винстрот Бернд Уве, Муковоз, С. П. *Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины. Локомотив-информ. 2015. №7-8 (109-110). С. 20–22.*



16. 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*
17. 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.*
18. 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.*
19. *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.*
20. *Швець, А. О. Особливості визначення моментів інерції кузовів вантажних вагонів / А. О. Швець // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 5 (51). – С. 20–34.*
21. *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*
22. *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.*
23. *Визначення показників зносу за нерівномірного завантаження вантажного рухомого складу / О. В. Фомін, А. О. Швець, О. М. Болотов, Л. С. Сапарова // Вісн. сертифікації залізн. трансп. – 2020. – № 1. – С. 19–29.*
24. *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.*
25. *Shatunov, O. V. Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift / O. V. Shatunov, A. O. Shvets // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 2 (80). – С. 127–143. doi: 10.15802/stp2019/165160*

REFERENCES:

1. 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)*
2. 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)*
3. 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)*



4. *Shimanovsky, A. O., Sakharau, P. A., & Kuzniatsova, M. G. (2020). Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 985, 012027. doi: 10.1088/1757-899X/985/1/012027 (in English)*
5. *Lysyuk, V. S. (2002). Prichiny i mekhanizmy skhoda koleasa s relsa. Problema iznosa koles i relsov. Moscow: Transport. (in Russian)*
6. *Muginshteyn, L. A., & Romen, Yu. S. (2011). Vliyanie prodolnykh sil na opasnost skhodov porozhnykh vagonov v poezdakh. Vestnik VNIIZhT, 3, 3-6. (in Russian)*
7. *Cherkashin, Yu. M. & Kostin, G. V. (1992). Opredelenie dopustimykh 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)*
8. *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)*
9. *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)*
10. *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)*
11. *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)*
12. *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.*
13. *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)*
14. *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.*
15. *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)*
16. *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)*



17. 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)
18. Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrakhunkiv ta proektuvannya novikh i modernizo-vanikh vagoniv kolii 1520 mm (nesamokhidnikh), 162 DSTU 7598:2014 (2017). (in Ukrainian)
19. 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)
20. 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)
21. 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)
22. 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)
23. Fomin, O. V., Shvets, A. O., Bolotov, O. M. & Saparova, L. S. (2020). Definition of indicators wear in an uneven load freight rolling stock. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 1, 19–29. (in Ukrainian)
24. 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.
25. Shatunov, O. V., & Shvets, A. O. (2019). Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Science and Transport Progress*, 2(80), 127-143. doi: 10.15802/stp2019/165160 (in English)