

УДК 629.4.023.1

Юрій Дьомін, д.т.н.

(професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля),

Ростислав Дьомін, д.т.н.

(член правління компанії Domin Rail Sp. z o.o.),

Ганна Черняк, к.т.н.

(старший науковий співробітник кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)

ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ КОНТРЕЙЛЕРНОЇ ПЛАТФОРМИ І АВТОПОЇЗДА

В статті представлено математичну модель спільних коливань вагона-платформи для контрейлерних перевезень і автопоїзда. За результатами комп'ютерного моделювання отримано показники вертикальної динаміки контрейлерної платформи в залежності від жорсткості і характеристик демпфірування коливань. Визначено вплив зміни параметрів ресорного підвішування на динамічну взаємодію платформи і автопоїзда.

Ключові слова: *контрейлерні перевезення, вагон-платформа, автопоїзд, вертикальна динаміка, математичне моделювання, динамічні показники.*

Вступ. Зважаючи на негативну техніко-економічну ситуацію, що склалась в галузі залізничного транспорту, можна стверджувати, що перспективи підвищення конкурентоспроможності залізниць на ринку транспортних послуг мають бути пов'язані з технічним переозброєнням залізниць на основі впровадження прогресивних перевізних технологій, перш за все призначених для перевезень вантажів за змішаними схемами. До таких технологій належать контрейлерні перевезення. Ці технології можуть бути успішно реалізовані за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, забезпечення модернізації рухомого складу і термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

Контрейлерні перевезення як складова комбінованого транспорту розглядаються як закономірний процес подолання конкурентних відносин між автомобільним і залізничним транспортом і перехід на відносини співпраці. В європейських країнах контрейлерні поїзди стали частиною логістичних схем доставки вантажів. Причому в ряді випадків контрейлерні перевезення є невід'ємною частиною транспортних систем через діючі обмеження екологічного та іншого характеру, що стосуються автомобільних перевезень.

До об'єктивних чинників сприяння прискореному розвитку комбінованого транспорту України відносяться такі обставини: з'єднання переваг двох домінуючих видів транспорту – маневреності, оперативності та швидкості автомобільного транспорту і великої продуктивності, всепогодності і безпеки залізничного; значне зниження забруднення навколишнього середовища; зменшення витрат палива і скорочення пробігу автотранспортних засобів, тобто заощадження ресурсу; збереження автомобільних доріг від руйнування; зниження ймовірності

DOI:10.32703/2617-9040-2020-35-1

дорожньо-транспортних пригод; скорочення часу простою автопоїздів в чергах на прикордонних автомобільних переходах.

Організація інтермодальних та інтероперабельних перевезень становить необхідну умову для прискореного розвитку транспортного комплексу України та інтеграції вітчизняних залізниць у загальноєвропейську транспортну систему. У контексті вирішення програмних завдань техніко-технологічного забезпечення сталого розвитку комбінованих перевезень в Україні і у міжнародному сполученні необхідно передбачити вирішення низки науково-технічних завдань, пов'язаних, зокрема, з дослідженням динамічної поведінки спеціалізованих вагонів завантажених контрейлерами.

Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми. У європейській практиці інтермодальних перевезень контрейлерні перевезення переважно здійснюються за технологією RoLa – Rollende Landstraße, тобто «рухома дорога», коли автопоїзди завантажуються на залізничний поїзд самозаїздом «по горизонталі» або встановлюються на спеціальні вагони «по вертикалі» за допомогою підйомної техніки. Україна має унікальний досвід у контрейлерних перевезеннях. У 90-х роках об'єднаними зусиллями залізничних наукових центрів і вагонобудівних підприємств були розроблені пілотні проекти, завдяки яким було сформовано парк спеціалізованих вагонів для контрейлерних перевезень [1].

Останнім часом все більшого розвитку отримують перевезення напівпричепів окремо від тягачів. За економічними оцінками цей спосіб транспортування контрейлерів має певні переваги у порівнянні з перевезеннями за технологією RoLa. У системі контрейлерних перевезень без супроводу використовуються спеціалізовані вагони різних видів, зокрема так звані покет-вагони. Ці вагони мають можливість перевозити як напівпричепа, так і контейнери.

Поточний стан технічної бази залізниць України характеризується критичним зносом рухомого складу [2, 3]. Локомотиви і вагони застарілих типів спричиняють підвищений вплив на колійну структуру, створюючи тим самим пряму загрозу безпеці руху поїздів. Таким чином, оновлення парку транспортних засобів має супроводжуватись, перш за все, удосконаленням екіпажних частин шляхом реалізації технічних рішень, розроблених на основі новітніх досягнень в галузі механіки рейкових екіпажів, зокрема динаміки та міцності рухомого складу залізниць.

Завдяки фундаментальним напрацюванням української наукової школи механіків в галузі залізничного транспорту під керівництвом академіка В.А. Лазаряна стосовно загальних методів досліджень динаміки та міцності рухомого складу залізниць впродовж декількох десятиліть виконано низку науково-дослідних робіт за проблемами механіки вибору раціональних конструкційних схем і параметрів екіпажних частин рухомого складу [4]. До останніх досліджень стосовно модернізації ходових частин вантажних вагонів для підвищення їх динамічних якостей і поліпшення взаємодії з колією належать зокрема праці науковців Інституту технічної механіки НАНУ і НКАУ [5, 6].

Нагальна потреба у суттєвому підвищенні швидкостей руху на залізницях України вимагає вирішення науково-технічної проблеми створення рухомого складу нової генерації за умови забезпечення гарантованої безпеки руху поїздів. Безпека залізничного транспорту як ключова проблема включає широкий спектр складових, серед яких чільне місце належить питанням динаміки руху транспортних засобів, пов'язаних зі стійкістю рейкових екіпажів від сходу з рейок [7-12]. Отже, в галузі механіки рухомого складу зростає роль науково-дослідних робіт з вивчення перебігу динамічних процесів у системі вагон-колія, які за певних обставин призводять до виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних зі сходом вагонів з рейок.

З позицій забезпечення високого рівня експлуатаційної безпеки особливої уваги потребують спеціалізовані вагони, зокрема призначені для перевезень небезпечних і коштовних вантажів. З огляду на це значної актуальності набувають дослідження динамічних показників безпеки руху спеціалізованого рухомого складу для комбінованих і безперевантажувальних перевезень вантажів.

Пріоритетні завдання досліджень з забезпечення технічної експлуатації залізничного рухомого складу пов'язані з обґрунтуванням вибору конструкційних схем і параметрів екіпажних частин перспективних транспортних засобів для перевезення вантажів за сучасними технологіями [13-15]. При цьому для оцінки умов безпеки руху залізничних транспортних засобів мають

застосовуватись сучасні методи та критерії, у тому числі за стандартами ЄС [16, 17].

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження полягає у розробці рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів ресорного підвішування за показниками вертикальної динаміки контрейлерної платформи завантаженої автопоїздом. Досягнення поставленої мети здійснено шляхом математичного моделювання вертикальних коливань платформи з встановленим на ній автопоїздом.

Матеріали та методи дослідження. Дослідження динаміки спеціалізованих вагонів пов'язане з розглядом складних механічних систем, оскільки часто для розроблення математичної моделі, яка б адекватно описувала динамічну поведінку системи, виникає потреба моделювати обидві підсистеми – вагон і вантажну одиницю. Це стосується, насамперед, залізничної складової комбінованого транспорту, зокрема засобів контрейлерних перевезень.

Модель вертикальних коливань вагона-платформи з автопоїздом. Важливим етапом у побудові імітаційних моделей динаміки руху вагонів є вибір розрахункових схем і математичний опис конфігурації ходових частин. Найбільш складними для моделювання є динамічні процеси, які супроводжують рух контрейлерних платформ, завантажених автопоїздами. Як це передбачено правилами перевезень, автопоїзди вільно встановлюються на вантажних площадках платформ. Таким чином, під час руху залізницею відбувається динамічна взаємодія двох транспортних засобів – вагона-платформи та автопоїзда.

У розрахункових випадках, коли метою дослідження є динамічні показники контрейлерних вагонів у вертикальній площині, достатньо скористатися плоскою схемою системи «вагон-автопоїзд», що призводить до значного спрощення математичної моделі. Такі моделі дають змогу оцінити вплив на динамічні показники удосконалень у конструкціях спеціалізованих вагонів, зокрема таких, що стосуються параметрів жорсткості й демпфірування ресорного підвішування. Нижче подано описання математичної моделі, розробленої для досліджень вертикальних коливань вагона-платформи з автопоїздом.

Розрахункова схема платформи з установленими на ній тягачем і напівпричепом подана у вигляді механічної системи, всі тіла якої, крім платформи, приймаються твердими (рис. 1). Рама платформи подана у вигляді пружної безмасової балки, що несе сім зосереджених мас. Залізнична колія розглядається інерційною з пружно-дисипативними властивостями. Колія моделюється приведеною до кожного колеса масою, що переміщується вертикально і спирається на пружини та демпфери в'язкого тертя. Ці елементи моделюють пружно-дисипативними характеристики верхньої будови колії.

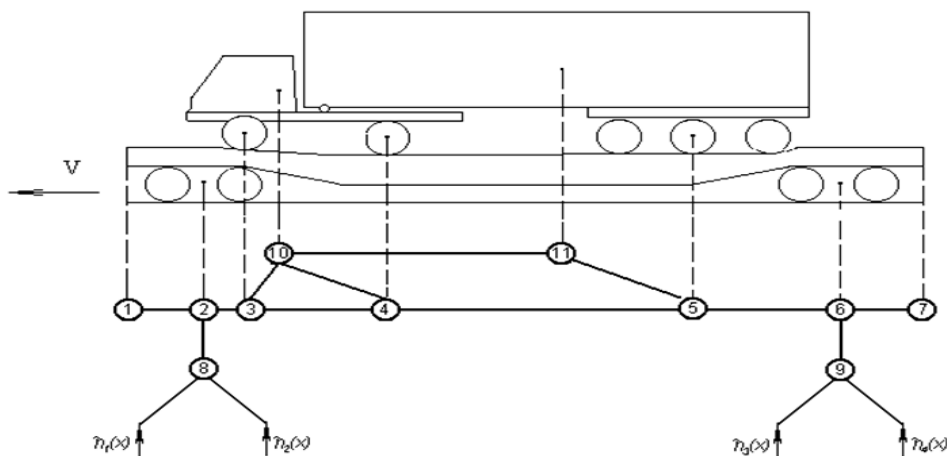


Рис. 1. Розрахункова схема платформи з автопоїздом
(η_i - збурення, що діють на колеса через нерівності колії)

На поданій на рис. 1 структурній схемі тілами 1...7 подано несівні елементи конструкції рами платформи, 8 і 9 – невідресорені маси візків, які об'єднують бокові рами та колісні пари,

10 і 11 – відповідно тягач і напівпричіп. Відстані між масами, що імітують платформу, визначаються таким чином:

$$\begin{aligned}
 l_{12} &= 0,5(L_f - L_b), \\
 l_{23} &= d_a, \\
 l_{34} &= d_{t1} + d_{t2}, \\
 l_{45} &= d_t + d_n - d_{t2} + d_{n1}, \\
 l_{56} &= L_n - d_t - d_n - d_{t1} - d_{n1} - d_a, \\
 l_{67} &= l_{12},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де L_b – база платформи; L_f – довжина рами платформи; d_a – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас візка до першого моста автопоїзда; d_t – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до осі шворня сідлового пристрою; d_{t1} і d_{t2} – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до першого і другого мостів, відповідно; d_n – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до осі шворня сідлового пристрою; d_{n1} – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до середини візка напівпричепа.

Знайдені довжини відрізків (1), маса рами платформи, а також жорсткості рами в даних перетинах є вхідними параметрами для визначення квазіпружних коефіцієнтів.

Зв'язки 1-2...6-7 – пружні, їхні параметри залежать від жорсткісних характеристик рами платформи. Зв'язками 3-10, 4-10 і 5-11 враховуються пружно-дисипативні властивості підвісок і коліс автопоїзда. За побудованою розрахунковою схемою, спирання автопоїзда на платформу здійснюється в місцях установлення мостів тягача та візка напівпричепа. Цим визначається розташування мас 3, 4, 5 на рамі платформи. З'єднання тягача з напівприцепом, здійснюване сідлово-зчіпним пристроєм із двома ступенями вільності, подано шарнірним зв'язком 10-11. Характеристики ресорного підвішування візків визначаються параметрами зв'язків 2-8 і 6-9. Жорсткість ресорного підвішування задається залежно від числа пружин у комплекті. Дисипативні властивості підвішування визначаються демпфірувальними характеристиками клинових гасителів коливань. Елементи O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 розрахункової схеми імітують пружно-дисипативні властивості верхньої будови колії.

При зроблених припущеннях конфігурація аналізованої системи визначається такими величинами: вертикальними переміщеннями – тягача z_t , напівпричепа z_n , семи мас z_i ($i = \overline{1,7}$), що імітують раму платформи, і двох візків z_{bj} ($j = \overline{1,2}$); кутами повороту відносно поперечних осей – тягача φ_t , напівпричепа φ_n і візків φ_{bj} ($j = \overline{1,2}$).

Узагальнені координати зазначеної системи обрано в такий спосіб:

$$\begin{aligned}
 q_1 &= z_t + z_n; \quad q_2 = z_t - z_n; \quad q_3 = d_t \varphi_t - d_n \varphi_n; \\
 q_4 &= z_1; \quad q_5 = z_2; \quad q_6 = z_3; \quad q_7 = z_4; \\
 q_8 &= z_5; \quad q_9 = z_6; \quad q_{10} = z_7; \\
 q_{11} &= z_{b1}; \quad q_{12} = \varphi_{b1}; \quad q_{13} = z_{b2}; \quad q_{14} = \varphi_{b2}.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Рівняння руху платформи з автопоїздом у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = \overline{1,14}),$$

де T, P, Φ – кінетична, потенційна енергії і функція розсіювання енергії системи; Q – узагальнені сили, обумовлені взаємодією коліс з рейками, а також силами непружного опору в ресорному підвішуванні; q – узагальнені координати (2).

У даному разі кінетична енергія системи дорівнює сумі кінетичних енергій тягача, напівпричепа, двох візків і рами платформи (кожної з семи зосереджених мас). Потенційну енергію системи складають енергії накопичуваних деформацій в пружних елементах спірання автопоїзда на платформу, в ресорному підвішуванні, а також в рамі платформи як балки.

Дисипативні властивості зв'язків 3-10, 4-10 і 5-11, обумовлені відповідними характеристиками підвіски автопоїзда і шин, і моделюються в'язким опором. Зв'язки O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 мають пружно-в'язкі характеристики, що відбивають параметри взаємодії колісних пар з колією.

Для визначення функції розсіювання енергії у відповідних виразах для визначення потенційної енергії здійснюється заміна переміщень тіл відносними швидкостями. Щоб відбити в математичній моделі розсіювання енергії при коливаннях рами платформи, використано гіпотезу Фойгта. При цьому дисипативні коефіцієнти β_{ln} приймаються за такі, що дорівнюють відповідним квазіпружним коефіцієнтам c_{ln} з коефіцієнтом пропорційності γ :

$$\beta_{ln} = \gamma c_{ln} \quad (l = \overline{1,7}; n = \overline{1,7}). \quad (3)$$

Виходячи з необхідності внесення відповідних змін у пристрій клинового гасителя коливань, основну увагу зосереджено на уточненні робочої моделі характеристик демпфірування ресорного підвішування. Для оцінки динамічних показників вагонів прийнята залежність сили тертя в клиновому гасителі коливань $F_{mp}^{u/p}$ від жорсткості $k_{кл}$ і прогину Δ підклинових пружин, кута α нахилу поверхні клина, що взаємодіє з надресорною балкою, коефіцієнта тертя ковзання f у вигляді [18]:

$$F_{mp}^{u/p} = \frac{k_{кл} \Delta}{\frac{1}{\tan \alpha \cdot f} \mp 1}. \quad (4)$$

За виразом силової характеристики (4), сили тертя, які діють у ресорному підвішуванні з клиновими гасителями коливань, залежать від величини прогину пружин, геометричних параметрів клинів і значень коефіцієнта тертя ковзання. Крім того, сили тертя, що діють при навантаженні ресорного підвішування, більші за сили при розвантаженні. Сили зазначеного типу діють у вузлах 2-8 і 6-9: сила F_{mp1} діє – у ресорних комплектах першого візка, а сила F_{mp2} – у ресорних комплектах другого візка.

Узагальнені сили, обумовлені непружним опором ресорного підвішування, дорівнюють:

$$\begin{aligned} Q_5 &= -F_{mp1}; \quad Q_9 = -F_{mp2}; \\ Q_{11} &= F_{mp1}; \quad Q_{13} = F_{mp2}. \end{aligned} \quad (5)$$

При динамічних розрахунках коливання тіл системи розглядаються щодо положення, що відповідає статичному прогину Δ_{cm} . Величина Δ_{cm} пропорційна статичному навантаженню Q_m , яке припадає на ресорні комплекти одного візка.

Статичні навантаження Q_{m1} і Q_{m2} для першого і другого візків обчислюються в такий спосіб:

$$Q_{m1} = g(0,5m_f + \Delta M_1 / l_{26});$$

$$\begin{aligned}
 Q_{m_2} &= g(0,5m_f + \Delta M_2 / l_{26}); \\
 l_{26} &= l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56}; \\
 \Delta M_1 &= m_t(l_{36} - d_{t1}) + m_n(l_{36} - d_{t1} - d_t - d_n); \\
 \Delta M_2 &= m_t(l_{23} + d_{t1}) + m_n(l_{23} + d_{t1} + d_t + d_n),
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

де g – прискорення вільного падіння; m_f – маса надресорної будови платформи. Вираз (6) дає змогу врахувати нерівномірність завантаження платформи автопоїздом.

За збурення η_i , що діють на колісні пари платформи у вертикальному напрямку, розглянуто періодичні функції, котрі описують так звані стикові нерівності колії. Форма стикового нерівності має вигляд:

$$\eta_i = \frac{d_n}{2} (1 - \cos \omega_n x) \quad (i = \overline{1,4}),
 \tag{7}$$

де d_n – глибина нерівності, що задається; ω_n – просторова частота, що визначається за формулою $\omega_n = 2\pi / l_n$ (l_n – довжина нерівності).

Для даної системи транспортне запізнення τ_i :

$$\tau_1 = 0; \quad \tau_2 = 2a/V; \quad \tau_3 = L_b/V; \quad \tau_4 = (L_b + 2a)/V,$$

де V – швидкість руху платформи.

Таким чином, спільні коливання платформи й автопоїзда у вертикальній поздовжній площині симетрії колії описуються системою нелінійних диференціальних рівнянь 28-го порядку, які у векторно-матричній формі мають вигляд:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q,
 \tag{8}$$

де M, B, C – матриці інерційних, дисипативних і квазіпружних коефіцієнтів; q – вектор узагальнених координат; Q – вектор узагальнених сил.

Результати динамічних розрахунків. Чисельне інтегрування одержаних рівнянь (8) здійснене за програмою, яка реалізує алгоритм, побудований на основі методу Адамса-Башфорта з розгоном за методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Ця комп'ютерна програма дає змогу отримувати повний спектр величин, які цілком характеризують вертикальну динаміку платформи, завантаженої автопоїздом.

Практичний інтерес становлять розрахункові варіанти, пов'язані зі зміною основних параметрів ресорного підвішування, як-от: величини коефіцієнта тертя ковзання пари клин-фрикційна планка і жорсткості пружинних комплектів. За об'єкт досліджень прийнято платформу для комбінованих перевезень моделі 13-4095. Розглянуто два варіанти завдання значень жорсткості ресорного підвішування візка k_B : вихідне значення $k_B = 5700$ кН/м, і зменшене – $k_B = 3700$ кН/м. Цим значенням жорсткості підвішування відповідають такі значення жорсткості підклинових пружин: $k_{кл} = 2280$ кН/м і $k_{кл} = 1480$ кН/м. Перший варіант відповідає випадку, коли ресорний комплект складають п'ять дворядних пружин. У другому варіанті вважаємо, що працюють тільки зовнішні пружини. В обох варіантах зміни жорсткостей варіювалося значення коефіцієнта тертя ковзання. Значення f приймалися за такі, що дорівнюють 0,05, 0,1, 0,2, 0,3.

При дослідженнях вимушених вертикальних коливань платформи з автопоїздом задавалися стикові нерівності колії з такими значеннями параметрів: глибина нерівності $d_n = 0,01$ м; довжина $l_n = 3,0$ м; відстань між сусідніми нерівностями $L_R = 25,0$ м. У розрахунках розглянуто діапазон швидкостей руху $V = 30 \dots 120$ км/год.

Як відомо, динамічні показники безпеки руху вантажних поїздів визначаються головним чином динамічними властивостями порожніх вагонів. Оскільки контрейлерні поїзди за аналогією з маршрутними поїздами в одному із визначених напрямків можуть рухатися у порожньому стані або з порожніми автопоїздами, то порожній режим стає основою розрахункових варіантів для оцінки умов безпеки руху.

Результати досліджень вертикальної динаміки платформи з автопоїздом отримано у вигляді залежностей динамічних показників від швидкості руху. Як основні показники розглянуто прискорення рами платформи, сили в ресорному підвішуванні, прискорення напівпричепа і сили в системі спирання напівпричепа на платформу, яка містить підвіску і колеса. На рис. 2 наведено графіки залежностей прискорень рами платформи \ddot{z} від швидкості руху V при різних значеннях коефіцієнта тертя ковзання f .

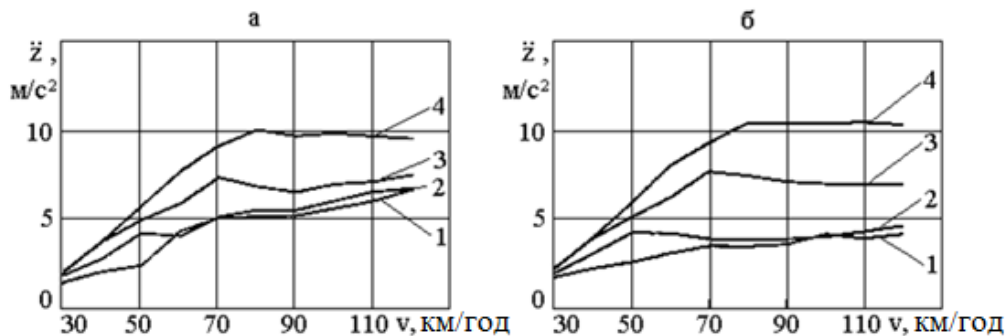


Рис. 2. Прискорення платформи при вихідній (а) і зменшеній (б) жорсткості підвішування (1 – $f = 0,05$; 2 – $f = 0,1$; 3 – $f = 0,2$; 4 – $f = 0,3$)

З рис. 2,а видно, що при значеннях $f = 0,05$ і $0,1$ прискорення платформи мають найбільш низький рівень і при швидкостях руху до 100 км/год не перевищують гранично припустиме значення $0,7$ g [19]. Збільшення f призводить до підвищення рівня прискорень. При $f = 0,2$ прискорення платформи досягають граничного рівня при $V = 70$ км/год, а при $f = 0,3$ значення \ddot{z} перевищують величину, що допускається, при $V = 60$ км/год. У випадку, коли в розрахунках приймається знижене значення жорсткості ресорного підвішування (див. рис. 2б), при $f = 0,05$ і $0,1$ відзначається зниження рівня прискорень платформи порівняно з вихідним розрахунковим варіантом. При $f = 0,2$ і $0,3$ залежності $\ddot{z}(V)$ аналогічні однойменним залежностям, описаним для першого варіанта.

Що стосується динамічних додатків сил F_{II} , які діють у ресорному підвішуванні, то з результатів розрахунків випливає, що вони меншою мірою залежать від значень f . Проте зниження жорсткості пружин призводить до помітного зменшення сил F_{II} .

Результати виконаних розрахунків доводять, що віброзахисні якості ресорного підвішування платформи менше впливають на прискорення автопоїзда, рівень яких не перевищує $1,4$ м/с². Цей висновок ще раз підтверджує правильність прийнятого рішення про вільне встановлення автопоїздів на платформах, завдяки чому автомобільна підвіска набуває здатності активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

Крім розрахунків динамічних показників платформи з незавантаженим напівприцепом автопоїзда, розглянуто також розрахункові варіанти його повного завантаження. Аналіз отриманих результатів розрахунків для завантаженого режиму показав, що залежності $(\ddot{z}V)$ і

F_{II} (V) подібні до аналогічних залежностей, одержаних для випадку встановлення на платформу порожнього напівпричепа. Проте, за чисельними значеннями зазначені залежності відрізняються. Причому ця відмінність посилюється із зростанням значень коефіцієнта тертя.

Розрахунки доводять, що прискорення завантаженого напівпричепа приблизно вдвічі нижчі порівняно з прискореннями порожнього напівпричепа. Рівень цих прискорень не перевищує $0,6 \text{ м/с}^2$. Сили в підвісці завантаженого напівпричепа максимум у 1,5 рази вищі, ніж у порожньому режимі.

Висновки. Результати дослідження динамічної взаємодії контрейлерної платформи і встановленого на ній автопоїзда дозволили довести доцільність прийнятого рішення про вільну установку автопоїзда на платформі, завдяки чому автомобільна підвіска одержує можливість активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

Виходячи з нормативних оцінок динамічних показників вантажних вагонів, за розрахунковими даними можна константувати, що варіант вибору найменших із розглянутих значень коефіцієнта тертя f і жорсткості підвішування забезпечує відмінний хід платформи з порожнім автопоїздом в усьому розглянутому діапазоні швидкостей руху 30...120 км/год. Дещо гірше оцінюється динаміка платформи у випадку, коли $f = 0,1$, а жорсткість підвішування відповідає вихідному значенню. Що стосується інших варіантів вибору параметрів підвішування, то при $f = 0,2$ максимально допустима швидкість руху повинна скласти 70 км/год, а при $f = 0,3$ – 60 км/год.

ЛІТЕРАТУРА

1. Diomin Ju., Slobodian A. Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy // Problemy kolejnictwa. Warszawa. 2012. Zeszyt 156. S. 5-15.
2. Лучникова Т., Марченко О. Сучасний стан локомотивного господарства залізниць України // *Зб. наук. праць Держ. економіко-технол. ун-ту транспорту. Серія «Економіка і управління»*. 2016. Вип. 36. С. 122-129.
3. Сапронова С. Ю., Буліч Д. І., Ткаченко В. П. Стан парку вантажних вагонів України і методи їх діагностування // *Проблеми розвитку транспорту і логістики* : VII Міжнародна науково-практична конференція, 26-28 квітня 2017 р. : зб. наук. праць. Северодонецьк-Одеса, 2017. С. 108-110.
4. Демин Ю. В., Маркова О. М., Хачапуридзе Н. М. Основатель украинской научной школы механиков в области железнодорожного транспорта // *Залізнич. трансп. України*. 2019. № 4. С. 53–56.
5. Ушкалов В. Ф., Лашко А. Д., Мокрий Т. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава // *Вестник ВНИИЖТ*. 2013. № 5. С. 8-15.
6. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В.. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона // *Техн. механіка*. 2017. № 4. С. 79-88.
7. Burdzik R., Nowak B., Rozmus J., Słowiński P., Pankiewicz J. Safety in the railway industry // *Archives of Transport*. 2017. 44(4). P. 15-24.
8. Chudzikiewicz A., Drożdżel J., Sowiński B. The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics // *Proc. of CSME Forum. The University of Western Ontario, Canada. June 1-4, 2004*. P. 945-954.
9. Domin R., Domin Iu., Cherniak G., Mostovych A., Konstantidi V., Gryndei P. Investigation of the Some Problems of Running Safety of Rolling Stock on the Ukrainian Railways // *Archives of Transport*. 2016. 40(4). P. 79-91.
10. Kardas-Cinal E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety // *Archives of Transport*. 2013. 31(3). P. 37-45.
11. Molatefi H., Mazraeh A. On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it // *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2016. 54(2). P. 541-550.
12. Iwnicki S., Stichel S., Orlova A., Hecht M. Dynamics of railway freight vehicles // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2015. Vol. 53. P.1-39.
13. Malcolm C. Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2016. Vol. 54. Iss. 5. P. 568-584. DOI: 10.1080/00423114.2016.1145242
14. Caihong Huang, Jing Zeng, Guangbing Luo, Huailong Shi. Numerical and experimental studies on the car body flexible vibration reduction due to the effect of car body-mounted equipment // *Proc IMechE Part F: J Rail and Rapid Transit*. 2018. 232(1). P. 103-120. DOI: 10.1177/0954409716657372
15. Benini C., Gadola M., Chindamo D., Uberti S., Marchesin F., Barbosa R. The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2017. Vol. 55. Iss. 3. P. 338-350. DOI: 10.1080/00423114.2016.1267370
16. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour : Safety – Track fatigue – Ride quality : UIC Code 518. – International Union of Railways. September 2009. 119 p.

17. Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests : European Standard 14363. June 2005. 113 p.

18. Дьомін Ю. В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення). К.: «Юнікон-Прес», 2001. 342 с.

19. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 154 с.

REFERENCES

1. Diomin Ju., Slobodian A. Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy [Railway technique of combined transport of Ukraine] // Railway problems. Warsaw. 2012. Issue 156. S. 5-15 [in Polish].

2. Luchnikova T., Marchenko O. Suchasnyy stan lokomotyvnoho hospodarstva zaliznyts' Ukrainy [The current state of the locomotive economy of the railways of Ukraine] // Zb. nauk. prats' Derzh. ekonomiko-tekhno. un-tu transportu. Seriya «Ekonomika i upravlinnya». 2016. Vyp. 36. P. 122-129 [in Ukrainian].

3. Sapronova S.Yu., Bulich D.I., Tkachenko V.P. Stan parku vantazhnykh vahoniv Ukrainy i metody yikh diahnostuvannya [State of the freight wagons park of Ukraine and methods of their diagnosis] // Problemy rozvytku transportu i lohistyky : VII mizhnarodna naukovopraktychna konferentsiya, 26-28 kvitnya 2017 r. : zb. nauk. prats'. Syevyerodonets'k-Odesa, 2017. S. 108-110 [in Ukrainian].

4. Domin Yu. V., Markova O. M., Khachapuridze N. M. (2019). Osnovatel' ukrainskoy nauchnoy shkoly mekha-nikov v oblasti zheleznodorozhnogo transporta [Founder of the Ukrainian scientific school of mechanics in the field of railway transport], *Zal'znich. transp. Ukrainy*, 4, 53–56 [in Russian].

5. Ushkalov V. F., Lashko A. D., Mokriy T. F. (2013). Modernizatsiya telezhek gruzovykh vagonov kak variant obnoveniya khodovykh chastey gruzovogo podvizhnogo sostava [Modernization of freight wagon trolleys as an option for updating the running gear of freight rolling stock], *Vestnik VNIIZhT*, 5, 8-15 [in Russian].

6. Ushkalov V. F., Mokriy T. F., Malysheva I. Yu., Bezrukavy N. V. (2017). Usovershenstvovaniye khodovykh chastey perspektivnogo gruzovogo vagona [Improvement of running parts of a promising freight car], *Tekhn. Mekhanika*, 4, 79-88 [in Russian].

7. Burdzik R., Nowak B., Rozmus J., Słowiński P., Pankiewicz J. (2017). Safety in the railway industry, *Archives of Transport*, 44(4), 15-24.

8. Chudzikiewicz A., Drożdżel J., Sowiński B. (2004). The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics, *Proc. of CSME Forum. The University of Western Ontario, Canada*, 1-4, 945-954.

9. Domin R., Domin Iu., Cherniak G., Mostovych A., Konstantidi V., Gryndei P. (2016). Investigation of the Some Problems of Running Safety of Rolling Stock on the Ukrainian Railways, *Archives of Transport*, 40(4), 79-91.

10. Kardas-Cinal E. (2013). Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety, *Archives of Transport*, 31(3), 37-45.

11. Molatefi H., Mazraeh A. (2016). On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 54(2), 541-550.

12. Iwnicki S., Stichel S., Orlova A., Hecht M. (2015). Dynamics of railway freight vehicles, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 53(7), 1-39.

13. Malcolm C. (2016). Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 54(5), 568-584. DOI: 10.1080/00423114.2016.1145242

14. Caihong Huang, Jing Zeng, Guangbing Luo, Huailong Shi. (2018). Numerical and experimental studies on the car body flexible vibration reduction due to the effect of car body-mounted equipment, *Proc IMechE Part F: J Rail and Rapid Transit*, 232(1), 103-120. DOI: 10.1177/0954409716657372

15. Benini C., Gadola M., Chindamo D., Uberti S., Marchesin F., Barbosa R. (2017). The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 55(3), 338-350. DOI: 10.1080/00423114.2016.1267370

16. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour : Safety – Track fatigue – Ride quality : UIC Code 518. – International Union of Railways. September 2009. 119 p.

17. Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests : European Standard 14363. June 2005. 113 p.

18. Domin Yu.V. Zaliznychna tekhnika mizhnarodnykh transportnykh system (vantazhni perevezennya) [Railway equipment of international transport systems (freight transportation)]. К.: «Yunikon-Pris», 2001. 342 s.

19. Normy dlya rascheta i proyektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh) [Standards for the calculation and design of railroad cars of railways of the Ministry of Railways of 1520 mm gauge (non-self-propelled)]. – М.: GosNIV-VNIIZHT, 1996. – 154 s.

Юрий Демин, д.т.н.

(профессор кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемнотранспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля),

Ростислав Демин, д.т.н.

(член правления компании Domin Rail Sp. z o.o.),

Анна Черняк, к.т.н.

(старший научный сотрудник кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОНТРЕЙЛЕРНОЙ ПЛАТФОРМЫ И АВТОПОЕЗДА

В статье представлена математическую модель совместных колебаний вагона-платформы для контрейлерных перевозок и автопоезда. По результатам компьютерного моделирования получены показатели вертикальной динамики контрейлерной платформы в зависимости от жесткости и характеристик демпфирования колебаний. Определено влияние изменения параметров рессорного подвешивания на динамическое взаимодействие платформы и автопоезда.

Ключевые слова: *контрейлерные перевозки, вагон-платформа, автопоезд, вертикальная динамика, математическое моделирование, динамические показатели.*

Yurii Domin, DSc.

(Professor of the Department of Rail, Road Transport and Lifting and Transport Machines, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University),

Rostislav Domin, DSc.

(Member of the Director Board of Domin Rail Sp. z oo),

Anna Chernyak, Ph.D.

(Senior Research Fellow, Department of Rail, Road Transport and Lifting and Transport Machines, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University)

DYNAMIC INTERACTION OF THE PIGGYBACK PLATFORM AND SEMI-TRAILER TRUCK

The article presents a mathematical model of joint oscillations of the car-platform for piggyback transportations and semi-trailer truck. Considered forced oscillations of the investigated object in the vertical plane of symmetry. Built a design scheme of the platform with mounted on it with a tractor and trailer system are presented in the form of a mechanical system, all bodies which, in addition platform, accept hard. The supporting structure of the platform is presented in the form of elastic massless beams carries seven lumped masses. A railway track is considered inertial with elastic-dissipative properties. In the simulation work for suspension updated power characteristic of the friction damper. As disturbances acting on the wheelset of the platform, considered butt roughness of the track. According to the results of computer simulation obtained measurements of vertical dynamics, piggyback platforms depending on the stiffness and characteristics of the oscillations damping. The obtained data dynamic calculations allowed us to estimate the schemes of fastening of a semi-trailer truck and to determine the influence on the dynamic indexes of changes in the stiffness of the spring suspension and the coefficient of friction relative to wedge the damper through adjustment of a spring set. Proved the feasibility of the decision on the free installation of the train on the platform, allowing automotive suspension gets the opportunity to actively damping the perturbations transmitted to the wheels of the road train from the platform.

Keywords: *piggyback, flat wagon, train, vertical dynamics, mathematical modeling, dynamic performance.*