

В. П. Легеца

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В МЕХАНІЧНІЙ СИСТЕМІ
З АМОРТИЗАЦІЙНИМИ ВАНТАЖООПОРНИМИ ВУЗЛАМИ
ІЗ СУХИМ ТЕРТЯМ

*НТТУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, 03056, Київ, Україна, e-mail: Viktor.Legeza@gmail.com*

Abstract. A new system for damping longitudinal transport effects is proposed based on using the special shock-absorbing dry friction turnstiles. The aim of this work is to evaluate the efficiency of longitudinal shock absorbers during the transportation of heavy and oversized cargos by the rail. An extreme variant of dynamic loading of a transport system equipped with the proposed damping system is studied using the methods of mathematical modeling. The equations of motion of the transport system are formulated and integrated by the numerical methods. In the course of numerical experiments, the main regulating characteristics of the proposed shock absorbers are established, which affect the quality of their functioning. A quantitative assessment of the efficiency of using the dry friction shock absorbers to reduce the level of dynamic impact on transported goods is given. It is shown that when using the proposed shock absorbers, the level of dynamic effects on transported goods can be reduced by more than 6 times, compared with the existing traditional method of rail transportation. As a result of the numerical analysis of the dynamic behavior of the transport system, it was found that in order to significantly reduce the level of longitudinal transport effects on the cargo, their fixation relative to the railcars should be carried out in a "movable-adjustable" way (as opposed to the traditional "rigid" fixation).

Key words: damping process, transport system, turnstile, dry friction shock absorber, coupling of railway cars, longitudinal dynamic loads.

1. Вступ.

При перевезеннях великогабаритних вантажів залізницею особливо небезпечними є поздовжні динамічні навантаження, які зумовлені відносними поздовжніми коливаннями і ударами несучих платформ. Значної інтенсивності вони досягають під час екстремальних режимів руху поїздів (наприклад, в процесі сортувальних робіт по формуванню поїздів або під час екстремного гальмування) та передаються від платформ вантажу через закріплюючі пристрої. Разом з тим для певних категорій вантажів (особливо тонкостінних та малоармованих) поздовжні навантаження не є проектно-розрахунковими, тому головна задача полягає в зменшенні рівня поздовжніх інерційних сил, які діють як на залізничні платформи, так і на транспортовані вантажі [1 – 3, 7, 9, 12 – 15, 18, 23].

Для великогабаритних залізобетонних конструкцій проблема збереження їх якості на стадії залізничних перевезень стоїть ще більш гостро. Наприклад, під час перевезень залізницями країн ближнього зарубіжжя (Україна, Білорусь, РФ, Казахстан) руйнується або піддається значним пошкодженням біля 5% великогабаритних залізобетонних конструкцій, які потребують капітального ремонту ще до того, як вони мають бути встановлені на майбутній споруді [1 – 3, 8, 10, 12 – 15, 18, 23].

Причина виникнення такої ситуації полягає в тому, що на зчехах платформ великогабаритні конструкції закріплюються і перевозяться переважно за «жорсткою» схемою [3, 19 – 21, 24, 35, 39].

У відповідності до такої схеми один кінець довгомірної конструкції жорстко закріплюють відносно однієї опорної платформи, а опирання іншого кінця здійснюють рухомим, з невеликим вільним ходом (на максимальну величину $\Delta = 0,15$ м) відносно іншої платформи зчепу. Така схема дає можливість реалізації стиску-розтягу поглинаючих апаратів автозчепок між платформами без передачі поздовжніх зусиль, що в них виникають, на транспортовану конструкцію (вантаж). Зазвичай цього вільного ходу недостатньо і коли він вибирається, відбувається жорсткий удар хребтових балок несучих платформ, який і призводить до пошкодження закріплюючих елементів та руйнування транспортованого вантажу.

Оскільки номенклатура великогабаритних конструкцій є достатньо широкою, їхні масові перевезення здійснюються за допомогою універсальних залізничних платформ та відкритих вагонів, які не обладнані спеціальними рухомими хребтовими балками. Ось тому з метою збереження якості особливо чутливих вантажів на стадії транспортування універсальні платформи додатково обладнують спеціальними вантажоопорними амортизуючими вузлами [1 – 3, 8, 10, 12 – 15, 18, 23].

Запропонована робота є продовженням досліджень автора в області динаміки транспортних систем, які обладнано вантажоопорними вузлами з амортизаторами і віброгасниками різних конструкцій [12, 13, 31, 32]. Зазначені вузли реалізують голономі і неголономі в'язі, вплив яких слід враховувати при моделюванні процесів амортизації в таких системах. Близькі технічні рішення і розробки амортизаторів поздовжніх ударів знайшли реальне практичне застосування в процесі перевезень великогабаритних конструкцій на зчехах залізничних платформ [1 – 3, 8, 10, 14, 18, 23].

Динамічні задачі зазначеного спрямування описуються і розв'язуються в рамках теорії коливань та теорії удару твердих тіл із залученням теоретичних основ динаміки вагонів. Зазначимо тут лише невелику частину з цілої низки робіт, в яких розглядалися різні задачі з наукових досліджень вимушених коливань, ударних і післяударних перехідних процесів в машинобудуванні і на залізничному транспорті [4 – 6, 9, 11, 14 – 17, 22, 26, 30].

В роботах авторів з країн далекого зарубіжжя до останнього часу не було відмічено достатньо узагальнюючих і глибоких досліджень стосовно питань розміщення і закріплення довгомірних вантажів. Це пояснюється тим, що за кордоном використовуються для залізничних перевезень платформи із рухомими («плаваючими») хребтовими балками, що створює достатньо комфортні умови для перевезення вантажів і експлуатації рухомого складу.

Тому додаткова або індивідуальна амортизація транспортованих вантажів до певного часу не була потрібна. Зазначаючи ефективність використання в конструкціях залізничних платформ рухомої хребтової балки або «плаваючого» вантажного настилу, слід врахувати, що таке амортизуюче устаткування має значну вартість.

Проте серйозні аварійні ситуації, що почастишали на залізницях в умовах значного підвищення швидкостей руху великовагових швидкісних поїздів, змусили регуляторів перевезень багатьох країн далекого зарубіжжя змінити технічну політику щодо кріплення вантажів у вагонах.

В наукових роботах останніх років фахівці в області залізничних перевезень активно вдосконалюють методи динамічних розрахунків великовагових поїздів. У статтях [25 – 30, 39] обговорюється еволюція моделювання поздовжньої динаміки великовагових поїздів (LTD).

У зазначених роботах особливу увагу було направлено на розробку нових способів закріплення великогабаритних вантажів на рухомому складі, на моделювання міжвагонних в'язей зі збільшеним ходом, а також на вивчення нових динамічних ефектів при коченні колісних пар по рейковому шляху в умовах високих швидкостей руху. Так, на-

приклад, Шведське агентство інноваційних систем спільно з національним управлінням залізниць Швеції ініціювали і профінансували великий проєкт під назвою «Устаткування для раціонального кріплення вантажів на залізничних вагонах» [24].

Головний нормативний документ Єврокомісії [35] (в останній редакції від 2019 року) позиціонується як єдиний нормативний документ для всіх країн Євросоюзу, відповідно до якого слід виконувати розрахунки динамічних навантажень, розробляти і погоджувати нові схеми навантаження і кріплення різноманітних вантажів (в тому числі великовагових і довгомірних) на залізничному рухомому складі.

У роботах [33, 34, 36, 37, 38] китайських вчених з методичної точки зору розглядалися всі технічні етапи, критерії та нормативні навантаження, які необхідно врахувати при підготовці розрахункових схем розміщення і закріплення негабаритних (великовагових і довгомірних) вантажів на рухомому складі. Авторами встановлено, що облік таких критеріїв, як надмірна вага вантажу, висота центру його тяжкості, бічна або поздовжня негабаритність, тип несучих платформ, обраних для перевезення, матеріал і спосіб кріплення вантажу суттєво впливають на величину транспортних витрат, швидкість доставки і збереження його якості при перевезеннях.

Стрімкий розвиток програмного забезпечення і комп'ютерних технологій надають широкі можливості для створення адекватних розрахункових математичних моделей складних транспортних систем. Це дозволяє досліджувати їх динамічну поведінку з урахуванням реальних умов руху вантажних поїздів, розробляти нові способи розміщення і закріплення вантажів на рухомому складі.

Разом з тим слід вказати на недостатню точність, адекватність і глибину досліджень динаміки складних систем «зчеп з двох або трьох несучих платформ – великогабаритний вантаж» з рухомими турнікетно-закріплюючими пристроями. Це пояснюється тим, що в процесі постановки і розв'язання подібних задач дослідники використовували спрощені розрахункові моделі. Наприклад, в роботах [1, 2, 7] при дослідженні динаміки транспортних систем з вантажоопорними вузлами коткового типу тіла кочення розглядалися у вигляді матеріальних точок. При цьому в розрахункових моделях, побудованих в роботах [1, 2, 7], не було передбачено визначення та дослідження динамічних реакцій вантажоопорних вузлів, що діють на транспортований вантаж. В роботі [10] коливання довгомірного вантажу на амортизаторах маятникового типу розглядалися при зафіксованих несучих платформах, що не враховувало взаємні коливання останніх в процесі їх поступального руху після зіткнення. Такий підхід не дозволяє адекватно оцінити небезпечні резонансні явища в такій складній коливальній системі. В роботах [1 – 3, 7, 10, 14, 18, 23] при описі руху довгомірного вантажу не враховувалася енергія його повороту на вантажоопорних вузлах.

В основній масі робіт в цій галузі пріоритети і цілі досліджень, в першу чергу, спрямовувалися на вивчення динаміки рухомого складу, а не на визначення і зниження рівня динамічних навантажень на транспортовані конструкції. Тому математичні моделі і розрахункові схеми, які розроблялися в рамках зазначених динамічних досліджень, не дають можливості об'єктивно оцінити рівень динамічних навантажень на транспортовані великогабаритні вантажі і конструкції несучих платформ [1, 2, 8, 10, 14, 19 – 21, 23]. Ось чому в цій частині моделювання процесу зіткнення механічної системи «зчеп з двох несучих екіпажів – великогабаритний вантаж» вимагає перенесення акцентів в напрямку дослідження оцінки рівня динамічних навантажень на транспортовані конструкції, а не тільки на несучі їх платформи.

У даній роботі розглядається динаміка механічної системи з амортизаційними турнікетами криволінійного профілю, які реалізують голономні в'язі. Технічні рішення лінійки таких турнікетів захищені патентами України на винаходи [12, 13, 32]. Турнікети є простими у виготовленні і експлуатації, ефективні і надійні при амортизації поздовжніх ударів, не вимагають облаштування додатковими елементами демпфування. Ефект амортизації поздовжніх ударів з використанням таких турнікетів досягається за рахунок підйому вантажу на вантажоопорних вузлах і розсіювання значної частини енергії, що припадає на роботу сил тертя. Ці пристрої мають ряд техніч-

них переваг перед турнікетами з катковими амортизаторами [1, 2, 7, 13, 31, 32]. Основна їхня перевага полягає в тому, що в транспортній системі, обладнаній турнікетами криволінійного профілю з сухим тертям, всі перехідні післяударні процеси відбуваються швидко, без виникнення тривалих коливальних рухів з можливими поздовжніми і вертикальними резонансами.

2. Постановка задачі.

При побудові математичної моделі процесу зіткнення транспортної системи враховується взаємний динамічний вплив рухів великогабаритного вантажу і несучих його опорних платформ. Цей вплив здійснюється за рахунок голономних в'язей, реалізованих в амортизаторах вантажоопорних вузлів, і пружно-фрикційних в'язей автозчепок опорних платформ. В моделі також враховано сили тертя ковзання на вантажоопорних вузлах і сили опору руху несучих платформ, а також вагона-упора після зіткнення. Окрім того, в моделі враховано поворот довгомірного вантажу на опорах.

Кожен вантажоопорний вузол складається з двох частин: його верхня частина (верхня опорна рама) має амортизуючу криволінійну поверхню і шарнірно закріплена відносно вантажу, що перевозиться. Нижня частина (нижня опорна рама) нерухомо закріплена відносно підлоги опорної платформи і обладнана ковзуном із жорсткою фіксацією (рис. 1).

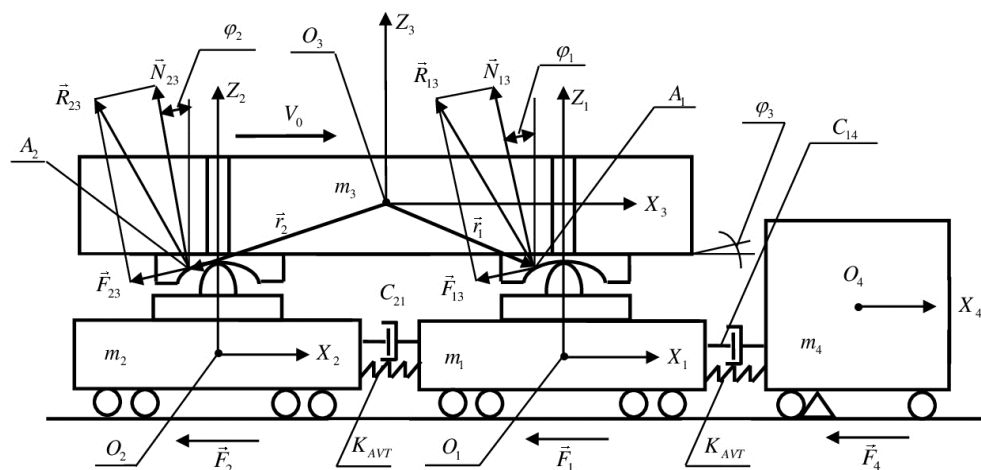


Рис. 1

Криволінійну поверхню кожної верхньої опори виконано у вигляді частини горизонтального циліндра, напрямна якого є частиною кола з постійним радіусом, а твірні перпендикулярні площині малюнка. В процесі післяударного руху робоча циліндрична поверхня верхньої опори взаємодіє із ковзуном нижньої опорної рами. Кожна верхня рама обладнана спеціальним упором, який обмежує взаємні переміщення обох рам фіксованою величиною 1 м в разі вичерпання амортизуючого ходу верхньої рами відносно нижньої.

Перейдемо до постановки задачі.

На зчепі з двох опорних платформ з масами m_1 і m_2 закріплено великогабаритний вантаж з масою m_3 і довжиною $2L$ за допомогою описаних вище амортизуючих турнікетів симетрично відносно вузла зчеплення платформ. Далі завантажений зчеп з початковою швидкістю V_0 наочується на загальмований вагон-упор з масою m_4 (рис. 1), який має можливість рухатися (ковзати) вздовж рейкового полотна.

Після зіткнення зчеп з двох опорних платформ з вантажем і вагон-упор з'єднуються незвільнюючою в'яззю в єдину чотирьохмасову механічну систему за рахунок зчеплення двох автозчепок передньої опорної платформи зчепу і вагона-упора. Потім під дією сил інерції зв'язані тверді тіла, що входять в цю систему, переміщуються вздовж рейкового полотна, одночасно здійснюючи відносні коливальні рухи (рис. 1).

Описана схема зіткнення відображає реальну картину, що виникає при сортуванні і маневрах рухомого складу, і є найбільш невідповідною (екстремальною) з точки зору рівня динамічних навантажень і цілісності великогабаритних вантажів на стадії залізничних перевезень.

Проміжне післяударне положення, якого в динаміці набуває вантаж за рахунок переміщення на вантажоопорних вузлах і повороту на кут φ_3 , на рис. 1 не показано. Однак це положення можна легко уявити, зобразивши на рис. 1 радіуси-вектори \vec{r}_1 і \vec{r}_2 , що з'єднують центр мас O_3 вантажу та точки A_1 і A_2 . Точки A_1 і A_2 представляють собою проєкції на площину малюнка ліній контакту ковзунів нижніх опорних рам і відповідних циліндричних поверхонь верхніх опорних рам вантажоопорних вузлів, розміщених на передній і задній несучих платформах відповідно (рис. 1).

Побудова математичної моделі процесу амортизації інерційних навантажень при зіткненні зчепу здійснювалася при наступних припущеннях:

досліджувана амортизуюча система представляє собою механічну систему зв'язаних твердих тіл;

тертя ковзання описується у відповідності до закону Кулона – Амонтона;

верхні опорні рами амортизуючих вузлів переміщуються поступально і їх маси віднесені до маси вантажу; нижні опорні рами жорстко з'єднані з опорними платформами, а їх маси додані до мас відповідних опорних платформ;

залізнична колія є абсолютно жорсткою, прямою і розташованою на горизонтальній поверхні;

вертикальна динаміка несучих екіпажів (коливання на ресорах) не враховується;

вважаємо, що радіус кривини ковзунів ρ і радіус R амортизуючих циліндричних поверхонь задовольняють співвідношення $\rho/R \rightarrow 0$, тому можна знехтувати зміщенням ліній контакту по робочих поверхнях ковзунів в процесі відносного руху вантажу на амортизуючих опорах;

розглядаються малі кути φ_3 повороту великогабаритного вантажу на опорах навколо його центру мас (що має місце на практиці) (рис. 1).

Параметри для моделювання вагона-упора обиралися на підставі теоретичних і експериментальних досліджень [2, 3, 7, 12, 14, 18]. Його маса прийнята рівною $m_4 = 145,7$ т, а коефіцієнт сухого тертя в процесі його післяударного ковзання – рівним $\mu_4 = 0,15$.

Метою даної роботи є кількісна оцінка ефективності функціонування амортизаторів криволінійного профілю з сухим тертям при перевезенні важких і великогабаритних вантажів залізничним транспортом.

3. Силкові фактори, що діють на елементи системи.

Моделювання деформаційно-силових характеристик автозчепок (міжвагонних в'язей) із врахуванням демпфування їх поглинаючих апаратів виконувалося за формулою [16]

$$P_{ij} = 0,5K_{AVT}(x_i - x_j) + C_{ij}(\dot{x}_i - \dot{x}_j), \quad (1)$$

де K_{AVT} – жорсткість одного поглинаючого апарату ($K_{AVT} = 17$ Мн/м); C_{ij} – коефіцієнт демпфування (в'язкого опору) двох поглинаючих апаратів ($C_{ij} = 0,26$ Мн/м).

Модулі сил тертя на амортизаторах вантажоопорних вузлів визначались таким чином:

$$F_{i3} = N_{i3}\mu_{i3}\text{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_i) \quad (i = 1, 2), \quad (2)$$

де N_{i3} – модуль нормальної складової реакції \vec{R}_{i3} вантажоопорного вузла (рис. 1), який розміщено на i -й опорній платформі; μ_{i3} – коефіцієнт сухого тертя при переміщенні верхньої опорної рами по ковзуну вантажоопорного вузла, закріпленого на i -й опорній платформі, $i = 1, 2$.

Формула для визначення величини сил опору при переміщенні i -ї опорної платформи вздовж рейкового полотна, яка враховує тертя кочення колісних пар, тертя в буксах та інші дисипативні фактори, має вигляд

$$F_i = (m_i g + R_{i3}^z) \omega_3 \text{sign}(\dot{x}_i) \quad (i = 1, 2), \quad (3)$$

де $\omega_3 = 0,005$ – питомий опір коченню i -ї опорної платформи [2, 4, 7, 12 – 15, 18 – 21, 23, 31, 32]; R_{i3}^z – модуль вертикальної складової реакції \bar{R}_{i3} вантажоопорного вузла, розміщеного на i -й платформі.

Запишемо формули для визначення реакцій в'язей \bar{R}_{13} і \bar{R}_{23} амортизуючих вузлів

$$\bar{R}_{i3} = (-N_{i3} \sin \varphi_i - F_{i3} \cos \varphi_i, 0, N_{i3} \cos \varphi_i - F_{i3} \sin \varphi_i) \quad (i = 1, 2), \quad (4)$$

де φ_i – кут відхилення вектора нормалі \bar{N}_{i3} , проведеного в точці A_i дотику ковзуна і циліндричної поверхні верхньої рами, відносно вертикалі OZ на i -й опорній платформі (рис. 1).

4. Побудова рівнянь руху механічної амортизуючої системи.

На основі загальних теорем динаміки систем зв'язаних твердих тіл запишемо рівняння руху центрів мас досліджуваної механічної системи в проекціях на горизонтальну вісь OX (рис. 1)

$$m_1 \ddot{x}_1 = -P_{14} + P_{21} + N_{13} \sin \varphi_1 + F_{13} \cos \varphi_1 - F_1; \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -P_{21} + N_{23} \sin \varphi_2 + F_{23} \cos \varphi_2 - F_2; \quad (6)$$

$$m_3 \vec{V}_3 = \bar{R}_{13} + \bar{R}_{23} - m_3 g \vec{k}; \quad (7)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 = P_{14} - F_4, \quad (8)$$

де $F_4 = m_4 g \mu_4 \text{sign}(\dot{x}_4)$ – сила тертя ковзання, яка перешкоджає післяударному рухові вагона-упора m_4 ; \vec{V}_3 – прискорення центру мас вантажу m_3 .

На підставі результатів теореми про збереження кінетичного моменту запишемо векторне рівняння, яке описує поворот великогабаритного вантажу на амортизуючих опорах

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 \vec{j} = \vec{r}_1 \times \bar{R}_{13} + \vec{r}_2 \times \bar{R}_{23}, \quad (9)$$

де J_3 – момент інерції великогабаритного вантажу відносно осі $O'_3 Y'_3$ (тут $O'_3 X'_3 Y'_3 Z'_3$ – рухома система осей, яка зв'язана з центром мас O_3 вантажу); φ_3 – кут повороту вантажу на опорах; \vec{r}_i – радіуси-вектори (рис. 1), які з'єднують центр мас O_3 вантажу та точки A_1 і A_2 прикладання реакцій \bar{R}_{i3} в'язей і визначаються так:

$$\vec{r}_1 = (l - \varphi_3 h, 0, -l \varphi_3 - h); \quad \vec{r}_2 = -(l + \varphi_3 h, 0, h - l \varphi_3),$$

де $2l$ – відстань між центрами верхніх опорних рам; $2h$ – висота вантажу.

Далі визначимо кути $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ як функції відносних переміщень вантажу на опорах. Вертикальні переміщення z_{i3} вантажу m_3 на кожній з опор отримаємо із формул

$$z_{i3} = R - \sqrt{R^2 - (x_3 - x_i)^2} \quad (i = 1, 2). \quad (10)$$

Визначимо прискорення \vec{V}_3 центру мас вантажу

$$\vec{V}_3 = \left(\dot{x}_3, 0, \frac{\ddot{z}_{13} + \ddot{z}_{23}}{2} \right). \quad (11)$$

Вираз для кута повороту φ_3 вантажу m_3 на опорах має такий вигляд:

$$\sin(\varphi_3) = \frac{\ddot{z}_{23} - \ddot{z}_{13}}{2l}. \quad (12)$$

Оскільки розглядаються малі кути повороту φ_3 вантажу на опорах, то $\sin(\varphi_3) \approx \varphi_3$ і $\dot{\varphi}_3$ набуває наступного вигляду:

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{1}{2l} [Q_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) - Q_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + T_{23} - T_{13}], \quad (13)$$

$$\text{де } Q_{i3} = \frac{x_3 - x_i}{\sqrt{R^2 - (x_3 - x_i)^2}}; \quad T_{i3} = \frac{R^2 (x_3 - x_i)^2}{[R^2 - (x_3 - x_i)^2]^{3/2}}, \quad i = 1, 2.$$

Кути φ_i , $i = 1, 2$ визначаються геометрією опор та відносним поздовжнім переміщенням вантажу на опорах $x_3 - x_i$:

$$\sin(\varphi_i) = \frac{x_3 - x_i}{R}, \quad i = 1, 2. \quad (14)$$

Запишемо векторний добуток (9) із врахуванням виразів (4), (12), (14)

$$\frac{J_3}{2l} [Q_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) - Q_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + T_{23} - T_{13}] = \alpha_2 N_{23} - \alpha_1 N_{13}, \quad (15)$$

де

$$\alpha_1 = (l - h\varphi_3)\beta_1 - (h + l\varphi_3)\gamma_1; \quad \alpha_2 = (l + h\varphi_3)\beta_2 + (h - l\varphi_3)\gamma_2;$$

$$\beta_i = \cos \varphi_i - \mu_{i3} \sin \varphi_i \operatorname{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_i) \quad (i = 1, 2);$$

$$\gamma_i = \sin \varphi_i + \mu_{i3} \cos \varphi_i \operatorname{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_i) \quad (i = 1, 2);$$

$$\varphi_3 = \frac{\sqrt{R^2 - (x_3 - x_1)^2} - \sqrt{R^2 - (x_3 - x_2)^2}}{2l}.$$

Виключимо реакції \vec{R}_{i3} в'язей, щоби звести систему рівнянь (5) – (8), (15) до виду, який є зручним для числового інтегрування. Складемо рівняння (5), (6) і проекцію на вісь OX з рівняння (7), в результаті отримаємо перше основне рівняння щодо прискорень \ddot{x}_i , $i = 1, 3$:

$$a_{11}\ddot{x}_1 + a_{12}\ddot{x}_2 + a_{13}\ddot{x}_3 = b_1, \quad (16)$$

де $a_{11} = m_1$; $a_{12} = m_2$; $a_{13} = m_3$; $b_1 = -P_{14} - F_1 - F_2$.

Перетворимо рівняння (7), спроектоване на вісь OZ

$$m_3 \frac{\ddot{z}_{13} + \ddot{z}_{23}}{2} = -m_3 g + \beta_1 N_{13} + \beta_2 N_{23}. \quad (17)$$

Запишемо вираз для \ddot{z}_{13} і \ddot{z}_{23} так:

$$\ddot{z}_{13} = Q_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + T_{13}; \quad (18)$$

$$\ddot{z}_{23} = Q_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + T_{23}. \quad (19)$$

Виразимо нормальні складові N_{13} і N_{23} реакцій в'язей \bar{R}_{i3} , використовуючи рівняння (15) і (17) з урахуванням (18) і (19)

$$N_{13} = H_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + E_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + D_{13}; \quad (20)$$

$$N_{23} = H_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + E_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + D_{23}, \quad (21)$$

де

$$H_{13} = \frac{Q_{13}}{2\nu} \left(m_3 + \frac{\beta_2 J_3}{\alpha_2 l} \right); \quad E_{13} = \frac{Q_{23}}{2\nu} \left(m_3 - \frac{\beta_2 J_3}{\alpha_2 l} \right);$$

$$D_{13} = \frac{1}{\nu} \left(\frac{m_3}{2} (T_{13} + T_{23}) + m_3 g + \frac{\beta_2 J_3}{\alpha_2 l} (T_{13} - T_{23}) \right);$$

$$\nu = \beta_1 + \alpha_1 \frac{\beta_2}{\alpha_2}; \quad H_{23} = \frac{1}{\alpha_2} \left(\alpha_1 H_{13} - \frac{J_3}{2l} Q_{13} \right); \quad E_{23} = \frac{1}{\alpha_2} \left(\alpha_1 E_{13} + \frac{J_3}{2l} Q_{23} \right);$$

$$D_{23} = \frac{1}{\alpha_2} \left(\alpha_1 D_{13} + \frac{J_3}{2l} (T_{23} - T_{13}) \right).$$

Підставимо отримані вирази (20) і (21) для N_{13} і N_{23} в рівняння (5) та (6), в результаті дістанемо ще два основних рівняння відносно прискорень $\ddot{x}_i, i = \overline{1, 3}$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -P_{14} + P_{21} + \gamma_1 [H_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + E_{13}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + D_{13}] - F_1; \quad (22)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -P_{21} + \gamma_2 [H_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + E_{23}(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + D_{23}] - F_2. \quad (23)$$

Після перетворень рівнянь (22) і (23) дістанемо

$$a_{21} \ddot{x}_1 + a_{22} \ddot{x}_2 + a_{23} \ddot{x}_3 = b_2; \quad (24)$$

$$a_{31} \ddot{x}_1 + a_{32} \ddot{x}_2 + a_{33} \ddot{x}_3 = b_3, \quad (25)$$

де

$$a_{21} = m_1 + \gamma_1 H_{13}; \quad a_{22} = \gamma_1 E_{13}; \quad a_{23} = -\gamma_1 (H_{13} + E_{13}); \quad b_2 = -P_{14} + P_{21} + \gamma_1 D_{13} - F_1;$$

$$a_{31} = \gamma_2 E_{23}; \quad a_{32} = m_2 + \gamma_2 E_{23}; \quad a_{33} = -\gamma_2 (H_{23} + E_{23}); \quad b_3 = -P_{21} + \gamma_2 D_{23} - F_2.$$

Приєднаємо до рівнянь (16), (24), (25) рівняння (8), в результаті отримаємо замкнену систему диференціальних рівнянь відносно невідомих прискорень $\ddot{x}_i, i = \overline{1, 4}$ у вигляді

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ P_{14} - F_4 \end{pmatrix}. \quad (26)$$

5. Результати числового аналізу динаміки механічної системи.

Для дослідження динамічних процесів, які відбуваються після зіткнення транспортної системи у часі t , була обрана реальна транспортна система з такими параметрами: $l = 6$ м; $L = 12$ м; $h = 1,5$ м; $m_1 g = m_2 g = 0,287$ Мн; $m_3 g = 0,775$ Мн; $m_4 g = 1,46$ Мн;

$R = 1,625$ м; $\mu_{i3} = 0,2$; $\mu_4 = 0,15$. Початкові умови руху зчепу перед зіткненням були задані такими: $x_i = 0, i = \overline{1,4}$; $\dot{x}_j = 2,78$ м/с (10 км/год), $j = \overline{1,3}$; $\dot{x}_4 = 0$ м/с.

Для аналізу обрано ті динамічні характеристики системи, рівень яких визначає міру збереження якості вантажу при залізничних перевезеннях. Такими характеристиками в цьому дослідженні є: абсолютні переміщення, швидкості і прискорення центрів мас (ЦМ) елементів системи; динамічні реакції амортизуючих опор \bar{R}_{i3} ; поздовжнє прискорення ЦМ вантажу \ddot{x}_3 ; поздовжня інерційна сила F_{in} , яка діє на вантаж; зусилля у автозчепках P_{14}, P_{21} між відповідними платформами; відносні поздовжні x_{31}, x_{32} і вертикальні переміщення z_{31}, z_{32} вантажу на опорах. Перейдемо до результатів числового аналізу.

Криві, показані на рис. 2, описують зміну швидкостей ЦМ елементів системи в залежності від часу T . Символами v_1, v_2, v_3, v_4 позначено абсолютні швидкості $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$ кожної з чотирьох мас системи відповідно.

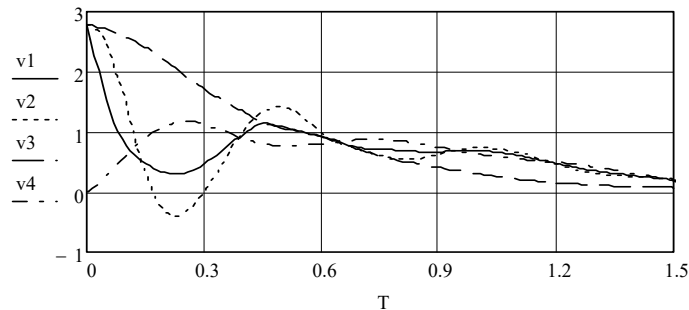


Рис. 2

Як видно з наведених графіків, всі основні перехідні процеси в системі швидко згасають вже протягом 1,5с після зіткнення. Аперіодичний характер кривої швидкості вантажу v_3 **якісно** відрізняється від виду кривих швидкостей v_1, v_2, v_4 опорних платформ та вагона-упора, які мають коливальний затухаючий характер. На деяких часових відрізках вантаж «залипає» на опорах, оскільки швидкості вантажу і несучих його платформ збігаються.

Далі на рис. 3 показано дві криві, що описують відносні поздовжні переміщення вантажу x_{31} і x_{32} на амортизуючих опорах в часі T .

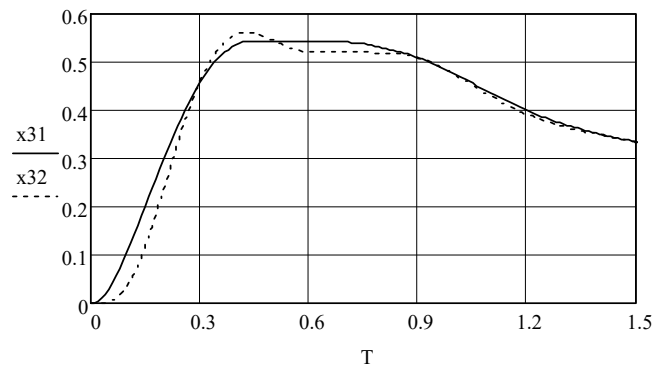


Рис. 3

Максимальне відносне переміщення вантажу досягається на задній опорі і складає приблизно $x_{32} = 0,561$ м, що дещо більше, ніж відносне переміщення на передній опорі ($x_{31} = 0,544$ м). Цей факт можна пояснити тим, що при зіткненні передня опора

«довантажується» за рахунок випереджаючої дії амортизаторів на передній опорній платформі, а задня – «розвантажується» через податливість пружного зв'язку P_{21} між платформами зчепу, що і призводить до збільшення сил тертя на передній опорі, і їх зменшення на задній.

На рис. 4 показано криві, що описують зміну поздовжніх прискорень ЦМ елементів системи в часі T . Тут символами $DDx1$, $DDx2$, $DDx3$, $DDx4$ позначені поздовжні прискорення \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 , \ddot{x}_3 , \ddot{x}_4 центрів мас транспортної системи відповідно.

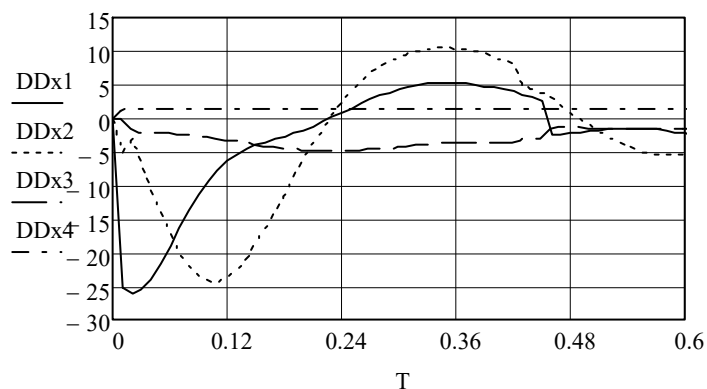


Рис. 4

Наведені криві дають можливість кількісно оцінити ефективність застосування запропонованих амортизуючих вантажоопорних вузлів: для опорних платформ модуль поздовжнього прискорення складає $|\ddot{x}_1|_{\max} = 25,23 \text{ м/с}^2$, а для вантажу ця величина не перевищує $|\ddot{x}_3|_{\max} = 4,94 \text{ м/с}^2$.

Якби вантаж був закріплений на зчепі опорних платформ відповідно до традиційного «жорсткого» способу з нерухою фіксацією на передній опорній платформі, то модуль його поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_3|_{\max}$ можна було б порівняти з модулем поздовжнього прискорення передньої опорної платформи $|\ddot{x}_1|_{\max}$. А ця величина в п'ять-шість разів більше, ніж при запропонованому «податливому» способі закріплення вантажу на вагонах.

Далі на рис. 5 показано криві, що відображають характер зміни проєкцій на вертикальну вісь реакцій амортизуючих вантажоопорних вузлів в часі (на рис. 5 вони позначені символами $RZ13$ і $RZ23$).

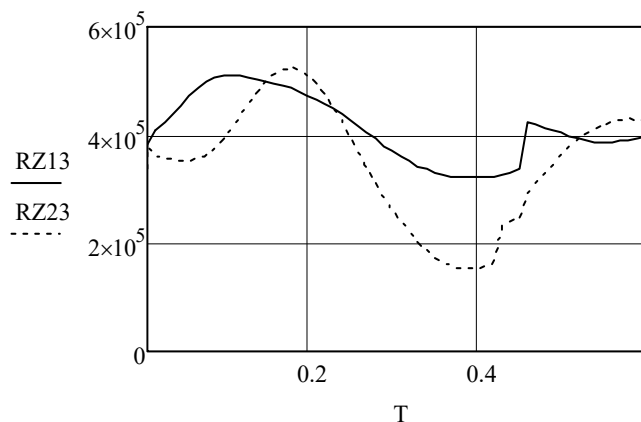


Рис. 5

Одразу ж зауважимо, що максимального значення за часом модуль проєкції R_{13}^z досягає швидше, ніж R_{23}^z і дорівнює $R_{13}^z = 510,8$ Кн. Проте максимальна величина такої ж проєкції на задньому вантажоопорному вузлі має значення трохи більше $R_{23}^z = 524,4$ Кн і його слід приймати як розрахункове. Зазначимо, що для розглянутого екстремального варіанту початкових умов зіткнення звантаженого зчепу платформ коефіцієнт вертикальної динаміки вантажу не перевищує величини $K_D = 1,38$. Таким чином, навіть у разі зіткнення зчепу з початковою швидкістю 10 км/год, яка вдвічі перевищує регламентовану нормативними документами [19 – 21] швидкість (що дуже часто трапляється на практиці), коефіцієнт вертикальної динаміки вантажу не перевищує значення, визначеного нормативами будівельної галузі України [7] для залізобетонних конструкцій ($K_D = 1,8$).

Тепер розглянемо криві на рис. 6, які описують зміну проєкцій R_{13}^x реакцій \bar{R}_{13} амортизуючих вантажоопорних вузлів на горизонтальну вісь у часі T (на рис. 6 вони позначені символами $RX13$ і $RX23$).

Виходячи з графіків на рис. 6, можна зробити висновок про те, що на всьому часовому відрізку післяударного процесу поздовжня реакція R_{13}^x переднього вантажоопорного вузла більша, ніж реакція заднього вузла, тобто $R_{13}^x > R_{23}^x$. При цьому максимальне значення R_{13}^x становить 201,4 Кн, а $R_{23}^x = 186,6$ Кн. Різниця силових характеристик R_{13}^x і R_{23}^x ще раз показує, що при зіткненні зчепу вантажоопорний вузол на передній опорній платформі більш динамічно навантажений, ніж вантажоопорний вузол на задній платформі.

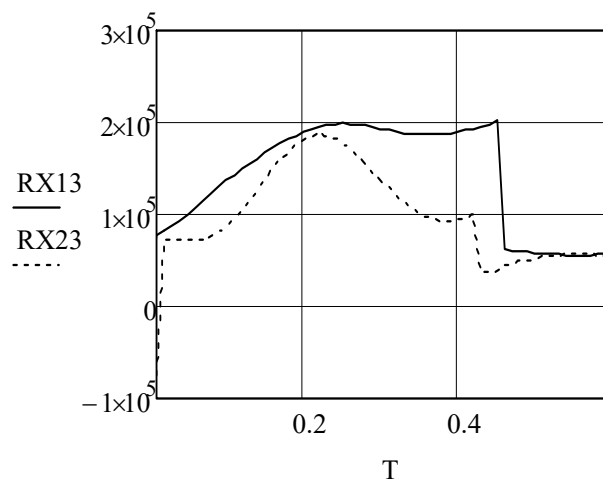


Рис. 6

В кінці цього розділу наведемо рис. 7, на якому зображено графіки зміни в часі T зусиль P_{14} і P_{21} в пружно-фрикційних в'язях між платформами (в поглинаючих апаратах автозчепок). Зазначимо, що поглинаючі апарати автозчепок в нашому випадку не «закриваються», тобто не вибирають весь свій вільний хід (рівний $\Delta = 15$ см), що обов'язково було б можливим в разі «жорсткого» способу закріплення вантажу відносно платформ зчепу.

Числові дослідження та експерименти, проведені з використанням розробленої математичної моделі при варіюванні параметрів механічної системи, показали наступні закономірності:

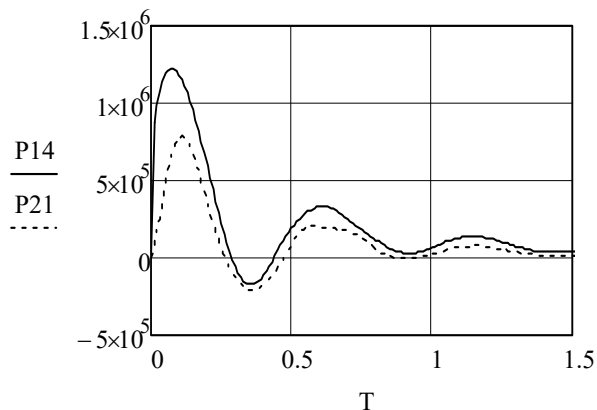


Рис. 7

чим більше радіус R циліндричних поверхонь амортизаторів, тим менше модуль поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_3|$ вантажу в межах амортизуючого ходу верхніх рухомих рам; однак при цьому швидше (при меншій початковій швидкості V_0 зіткнення) вибирається амортизуючий хід і настає жорсткий удар об стопори-обмежувачі верхніх рухомих рам;

зі зменшенням радіуса R циліндричних поверхонь амортизаторів зменшуються відносні переміщення вантажу на опорах, а також модуль поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_2|$ задньої опорної платформи, проте збільшується модуль поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_1|$ передньої опорної платформи;

величина радіуса R циліндричних поверхонь є потужним регулятором рівня динамічних опорних реакцій: з його збільшенням зменшуються як поздовжні, так і вертикальні складові реакцій амортизуючих опор;

збільшення коефіцієнта тертя ковзання μ на амортизуючих опорах призводить до різнонаправленого динамічного ефекту: до зменшення вертикальних складових реакцій, що діють на вантаж, з одночасним збільшенням поздовжніх складових цих же реакцій;

збільшення маси вантажу m_3 призводить до зменшення максимальної амплітуди модуля $|\ddot{x}_3|$ поздовжнього прискорення вантажу, модуля поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_2|$ задньої опорної платформи і відносного переміщення вантажу на опорах;

найбільший вплив на модуль поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_3|$ вантажу надає величина початкової швидкості V_0 зіткнення: тут спостерігається пряма залежність модуля поздовжнього прискорення $|\ddot{x}_3|$ від V_0 з великим кутом нахилу відносно осі V_0 ;

використання амортизуючих вантажоопорних вузлів призводить також до зменшення динамічних навантажень на опорні платформи в порівнянні з жорстким способом кріплення: для передньої платформи модуль поздовжнього прискорення знижується в 2 рази, а зусилля в передній парі автозчепок – в 4 рази.

Висновки.

Для значного зниження рівня поздовжніх інерційних навантажень на транспортовані залізницею конструкції потрібно замінити традиційний «жорсткий» спосіб їх закріплення відносно опорних платформ на «рухомо-регульований» спосіб з використанням амортизуючих вантажоопорних вузлів. На основі проведених наукових досліджень встановлено, що при використанні запропонованих амортизаторів рівень динамічних навантажень на транспортовані конструкції можна зменшити більш ніж в 6

разів у порівнянні з існуючим традиційним способом закріплення вантажів. Встановлено, що радіус циліндричних поверхонь амортизуючих вантажоопорних вузлів є потужним регулятором рівня динамічних навантажень на транспортовані конструкції і опорні платформи.

РЕЗЮМЕ. У статті запропонована нова система демпфування поздовжніх транспортних навантажень, основана на застосуванні спеціальних амортизуючих турнікетів із сухим тертям. Метою роботи є оцінка ефективності роботи поздовжніх амортизаторів під час перевезення важких та великогабаритних вантажів залізничним транспортом. Методами математичного моделювання досліджено екстремальний варіант динамічного навантаження транспортної системи, обладнаної запропонованою системою демпфування. Сформульовано рівняння руху транспортної системи, які інтегруються числовими методами. В ході числових експериментів були встановлені основні регулюючі характеристики запропонованих амортизаторів, які впливають на якість їх функціонування. Наведено кількісну оцінку ефективності використання амортизаторів сухого тертя стосовно зниження рівня динамічного впливу на транспортовані вантажі. Показано, що при використанні запропонованих амортизаторів рівень динамічного впливу на вантажі може бути зменшений більш ніж у 6 разів порівняно з існуючим традиційним способом залізничних перевезень. В результаті числового аналізу динамічної поведінки транспортної системи було встановлено, що для значного зниження рівня поздовжнього транспортного впливу на вантаж їх фіксація щодо вагонів має здійснюватися в «рухомо-регульований» спосіб (на відміну від традиційної «жорсткої» фіксації).

КЛЮЧОВІ СЛОВА: процес демпфування, транспортна система, турнікет, амортизатор сухого тертя, зчеп залізничних вагонів, поздовжні динамічні навантаження.

1. Васильев С.М. Сравнительный анализ динамических характеристик турникетно-крепежных устройств роликового, ползкового и клинового типа // Вісник Дніпропетровського нац. ун-ту залізничного транспорту ім. акад. В.Лазаряна. – 2008. – № 23. – С. 16 – 19.
2. Васильев С.М. Параметры подвижных турникетно-крепежных устройств для перевозки длинномерных грузов на железнодорожном подвижном составе. Автореф. канд. техн. наук. – Гомель: БелГУТ, 2011. – 22 с.
3. Васильев С.М., Железняков А.Д., Целковицкова Л.П. Моделирование соударений вагонов при сухом трении в опорах груза // Вісник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2016. – №2 (33). – С. 10 – 12.
4. Вершинский С. В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. – Москва: Транспорт, 1978. – 352 с.
5. Гуров А.М., Болдырев А.П., Фатьков Э.А. Исследование переходных режимов движения длинно-составных поездов, вагоны которых оборудованы перспективными поглощающими аппаратами // Проблемы перспективы развития вагоностроения. Материалы II между. науч.-практ. конф. – Брянск, 6 – 7 дек. 2005 г. – Брянск: БГТУ, 2005. – С. 30 – 33.
6. Гуров А.М., Болдырев А.П., Фатьков Э.А. Характеристики перспективных поглощающих аппаратов при переходных режимах движения поезда // Железнодорожный транспорт. – 2007. – N 1. – С. 40 – 42.
7. Державні будівельні норми України. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Навантаження і впливи. ДБН В1.2.-2:2006. – Київ, 2006. – 59 с.
8. Железняков А.Д. Основы расчета и проектирования катковых крепежных устройств для перевозки длинномерных грузов. Автореф. канд. техн. наук. – Брянск: БИТМ, 1987. – 19 с.
9. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел. – Киев: Наук. думка, 1969. – 246 с.
10. Лавренов Б.Н. Способы размещения и крепления грузов на сцепках платформ с использованием нового турникета маятникового типа. Автореф. канд. техн. наук. – Москва: МИИТ, 1989. – 23 с.
11. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств: избранные труды. – Киев: Наук. думка, 1985. – 527 с.
12. Лезега В.П. Динамика механических систем с грузопорными узлами, реализующими голономные и неголономные связи. Автореф. канд. физ.-матем. наук. – Донецк: ИПММ АН УССР, 1988. – 22 с.
13. Лезега В.П. Применение теории роликовых амортизаторов для виброзащиты транспортных конструкций // Пробл. прочности. – 2006. – № 2. – С. 147 – 155.
14. Малов А.Д. Проблема крепления грузов в вагонах. Теоретические и экспериментальные исследования, результаты внедрения. Автореф. докт. техн. наук. – Москва: ВНИИЖТ, 1980. – 31 с.
15. Манашкин Л.А. Динамика вагонов, сцепов и поездов при продольных ударах. Автореф. докт. техн. наук. – Днепропетровск, 1979. – 42 с.

16. *Никольский Л.Н., Кеглин Б.Г.* Амортизаторы удара подвижного состава. – Москва: Машиностроение, 1986. – 144 с.
17. *Лановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара. – Москва: URSS, 2015. – 272 с.
18. *Пастушенко В.И.* Динамические воздействия на железобетонные конструкции при перевозке железнодорожным транспортом. Автореф. канд. техн. наук. – Киев: НИИСК, 1984. – 21 с.
19. *Технические условия* погрузки и крепления грузов в вагонах и контейнерах. – Москва: Юридическая фирма «ЮРТРАНС», 2003. – 544 с.
20. *Технические условия* размещения и крепления грузов. Приложение 3 к Соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС). – Киев: Девольта, 2011. – Т. 1. – 436 с.
21. *Технические условия* погрузки и крепления грузов. Приложение 3 к Соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) Организации сотрудничества железных дорог (ОСЖД). Редакция от 01.07.2018 г. – 817 с.
22. *Тывес Л.И.* Динамика виброударных моделей механизмов и рабочих процессов: Точные методы нелинейной механики. Метод приспособывания. – Москва: ЛЕНАНД, 2015. – 120 с.
23. *Шатунов А.В.* Нагруженность сцепы из двух платформ при ресурсосберегающем способе транспортировки длинномерных грузов. Автореф. канд. техн. наук. – Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. – Днепропетровск, 1992. – 17 с.
24. *Andersson N., Andersson P., Bylander R., Sökjer-Petersen S., Zether B.* Equipment for rational securing of cargo on railway wagons (jvgRASLA3). – Sweden: MariTerm AB, 2004. – 228 p.
25. *Ansari M., Esmailzadeh E., Younesian D.* Longitudinal dynamics of freight trains // *Int. J. Heavy Veh. Syst.* – 2009. – 16(1/2). – P. 102 – 131.
26. *Belforte P., Cheli F., Diana G., Melzi S.* Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains // *Veh. Syst. Dyn.* – 2008. – 46 (Suppl.). – P. 937 – 955.
27. *Cole C.* Improvements to Wagon connection modelling for longitudinal train simulation // *Proc. of Conf. on Railway Engineering*, Rockhampton. – 1998. – P. 187 – 194.
28. *Cole C.* Longitudinal train dynamics. In: Iwnicki S. (ed.). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. – London: Taylor & Francis, 2006. – P. 239 – 278.
29. *Cole C., Spiryagin M., Wu Q., Sun Y.Q.* Modeling, simulation and applications of longitudinal train dynamics // *Vehicle System Dynamics*. – 2017. – 55, N 10. – P. 1498 – 1571.
30. *Diana G., Cheli F., Belforte P., Melzi S.* Numerical and experimental investigation of heavy freight train dynamics // *Proceedings of IMECE*. – Washington; 2007. – P. 1 – 10.
31. *Legeza V.P.* Kinematics and dynamics of a mechanical system on rollers that provide nonholonomic constraints // *J. of Mathem. Sci.* – 1994. – 72, N 5. – P. 3299 – 3305.
32. *Legeza V., Dychka I., Hadyniak R., Oleshchenko L.* Mathematical Model of the Dynamics in a One Nonholonomic Vibration Protection System // *Int. J. of Intelligent Systems and Applications (IJISA)*. – 2018. – 10, N 10 – P. 20 – 26.
33. *Li X.H., Han Y.H., Huang Y.C.* Analysis on Factors Influencing Railway Overweight Goods Transportation // *Int. Conf. on Transportation (ICTR2013)*, 4 – 6 December 2013, Xianning, China.
34. *Li X.-Q., Feng W., Cai M.-X.* Analysis and Evaluation of Factors Influencing Loading Scheme Security of Exceptional Dimension Freight // *Railway Transport and Economy*. – 2008. – N 30. – P. 32 – 34.
35. *Loading Guidelines* Code of practice for the loading and securing of goods on railway wagons. Volume 2. Goods Version 01/04/2019, 3- rd edition. – Int. Union Railways – 2019.
36. *Lyu Y.-M., Li Y.-B.* Analysis and Evaluation of Transportation Safety Factors of Oversize Cargo // *J. of Transportation Engineering and Information*. – 2014. – N 12. – P. 102 – 107.
37. *Xiaohong Li* Factors Analysis of Affecting Loading and Reinforcing Scheme of Large Goods in Railway // *World J. of Engineering and Technology*. – 2016. – 4, N 3C. – P. 60 – 68.
38. *Wang D.Z.* Consideration on the Overlength Goods Transportation // *Railway Freight Transport* – 2002. – N 5. – P. 31 – 33.
39. *Wu Q., Spiryagin M., Cole C.* Longitudinal train dynamics: an overview // *Vehicle System Dynamics*. – 2016. – 54. – N 12. – P. 1688 – 1714.

Надійшла 02.03.2020

Затверджена до друку 18.03.2021