

УДК 629.4.027.35

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ШВИДКОСТЕЙ РУХУ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ПРИ НЕСПРАВНОСТЯХ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ**Мартинів І. Е., Рейдеймейстер О. Г., Равлюк В. Г., Равлюк М. Г.****DEFINITION OF PERMISSIBLE SPEEDS OF PASSENGER RAILROAD CARS DURING MALFUNCTIONS OF THE HYDRAULIC SHOCK ABSORBERS****Martinov I., Reidemeister O., Ravlyuk V., Ravlyuk N.**

Здійснено математичне моделювання просторових коливань пасажирських вагонів при русі на колії з нерівностями. При цьому пасажирські вагони розглядалися, як сукупність твердих тіл на візках КВЗ-ЦННІІ. При математичному моделюванні було прийнято до уваги пружні, інерційні та дисипативні властивості верхньої будови колії. За результатами математичного моделювання визначені допустимі експлуатаційні швидкості руху пасажирських вагонів, що рухаються на візках типу КВЗ-ЦННІІ. Встановлено, що у залежності від технічного стану та при відмові гасителів коливань необхідно обмежити швидкість руху пасажирського поїзда.

Ключові слова: гідравлічний гаситель коливань, пасажирський вагон, швидкість, математичне моделювання, зусилля, відмова.

Вступ. Сучасні тенденції розвитку залізничної техніки характеризуються, насамперед, підвищенням швидкостей руху транспортних засобів і посиленням вимог до їх надійності. При цьому до пасажирських вагонів пред'являються збільшені вимоги з підвищення комфорту перевезення пасажирів.

З урахуванням досягнутого рівня наукових знань динаміки вагонів, сучасного стану та перспектив розвитку пасажирського залізничного транспорту, одними із важливих завдань в даний час є можливість поліпшення ходових якостей вітчизняних пасажирських вагонів з роздільним гасінням коливань в центральній ступені підвішування, а також шляхом математичного моделювання визначення допустимих швидкостей руху в експлуатації пасажирських вагонів, що мають несправності гідравлічних гасителів коливань, які виникли на шляху прямування поїзда [1, 2, 9].

Постановка проблеми. У процесі експлуатації пасажирських вагонів виникають різного роду несправності конструктивного та технологічного характеру, які суттєво знижують допустимі експлуатаційні швидкості руху пасажирських поїздів і впливають на безпеку руху. Це в свою чергу призводить до зриву

графіку руху поїздів і дискомфорту пасажирських перевезень, що вкрай негативно відбивається на роботі залізничного транспорту в цілому [5].

Однією з причин зменшення експлуатаційних швидкостей руху є незадовільна робота гідравлічних гасителів коливань на шляху прямування пасажирських поїздів. Виявляти всі несправності гідравлічних гасителів коливань при технічному обслуговуванні пасажирських вагонів на шляху прямування не завжди вдається. Особливо в тих випадках коли це застосування дросельних отворів, знос деталей гасителя коливань, збільшення зазорів у деталях гасителя коливань від яких буде залежати його працездатність та ін. несправності. Якраз ці несправності будуть суттєво впливати на роботу гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів [2, 5].

Для розв'язання цієї складної задачі необхідно здійснити математичне моделювання руху пасажирського вагона, який буде включено в пасажирський поїзд і в якого будуть розглянуті різні випадки одного або декількох несправних гідравлічних гасителів коливань на прямих та кривих ділянках колії [6].

Аналіз попередніх досліджень. При дослідженні динамічних характеристик вагонів одним із завдань є встановлення раціональних параметрів підвішування, у тому числі засобів демпфування коливань вагонів.

У даний час вибір постійних параметрів демпфування гасителів центрального підвішування здійснюється згідно з [7], забезпечуючи при цьому середній рівень прискорень у всьому діапазоні швидкостей руху вагона. В той же час з теорії коливань відомо, що зведення цих значень до одного постійного параметру означає недовикористання можливостей гасителів, що знижує ефект позитивного впливу демпфування на плавність ходу вагона.

Дослідженнями теорій динаміки, міцності та якості ремонту рухомого складу займалися такі вчені, як Є. П. Блохін, В. І. Варава, М. Ф. Веріго,

С. В. Вершинський, І. В. Галієв, В. Н. Котуранов, Н. Н. Кудрявцев, В. А. Лазарян, В. О. Лукін, А. А. Львов, С. В. Мямлін, Л. Л. Осинівський, О. М. Савчук, М. М. Соколов, А. В. Смольянінов, В. Ф. Ушкалов, В. Д. Хусідов, І. І. Челноков, Л. А. Шадур, а також зарубіжні дослідники Картер, Коффман, Шперлінг, Гарг та ін [1, 3, 4].

Мета роботи. Шляхом комп'ютерного моделювання визначити оптимально-допустимі експлуатаційних швидкості руху пасажирських вагонів із несправними гідравлічними гасителями коливань на прямих та криволінійних дільницях колії.

Основна частина дослідження. Для визначення швидкостей руху з-за яких ходові якості задовольняють вимогам [7], було проведено моделювання просторових коливань пасажирських вагонів при русі на колії з нерівностями за [8]. Вагони розглядалися як сукупність твердих тіл (кузов, дві надресорні балки - для вагона на візках КВЗ-ЦНИИ, рами двох візків, чотири колісні пари), що з'єднані пружними (пружини ресорного підвішування, сайлентблоки та ін.), в'язкими (гідравлічні гасителі коливань) та фрикційними (гасителі коливань в буксовому ступені ресорного підвішування візка КВЗ-ЦНИИ) елементами. Прийняті до уваги пружні, інерційні та дисипативні властивості верхньої будови колії [3, 4, 6].

У конструкції пасажирського вагона немає елементів тертя (крім гасителів коливань у буксовому ступені ресорного підвішування, але з подальшого видно, що вони не значно впливають на стійкість руху), тому незначні коливання можна описати лінійним рівнянням

$$M \frac{d^2q}{dt^2} + (B+F) \frac{dq}{dt} + (C+K)q = 0 \quad (1)$$

з вектором узагальнених координат q і матрицями M , C , B інерційних коефіцієнтів, коефіцієнтів жорсткості і в'язкості, а також матрицями F , K , елементи яких описують сили взаємодії коліс і рейок.

Рух буде стійкий, якщо амплітуда коливань не збільшується, а це має місце у випадку, коли дійсні частини всіх коренів характеристичного рівняння

$$\det [M\lambda^2 + (B+F)\lambda + (C+K)] = 0, \quad (2)$$

не позитивні.

Перепишемо рівняння (1) у вигляді

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} & & & 1 \\ -M^{-1}(C+K) & -M^{-1}(B+F) & & \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Корені рівняння (2) є власними числами матриці A , і для того, щоб їх знайти, можна скористатися QR-алгоритмом.

Пасажирський вагон на візках КВЗ-ЦНИИ розглядаємо як механічну систему, що складається з 7 твердих тіл (кузов, рами 2-х візків, 4 колісні пари), з'єднаних пружними (пружини ресорного підвішування) і в'язкими (гасителі коливань) елементами. Кузов і рама візка не підпорядковані ніяким

зв'язкам, що обмежують їх рух, а у колісних пар лише дві ступені свободи - поперечне зміщення і повертання навколо вертикальної осі, - вертикальному переміщенню і повертання навколо поздовжньої осі перешкоджає верхня будова колії (яка вважається жорсткою), а поздовжнє переміщення і повертання навколо поперечної осі визначає прийнятий закон руху екіпажа. При постійній швидкості V пройдений шлях $S=V(t)$. Перелік узагальнених координат вагона наведено в [2].

Через x, y, z позначені лінійні переміщення уздовж, а через θ, φ, ψ - кутові переміщення навколо поздовжньої, поперечної і вертикальної осей відповідно.

Для визначення допустимих швидкостей вихідні параметри вагона на візках КВЗ-ЦНИИ наведені в [2]. Далі складаємо матрицю M , яка містить коефіцієнти, що входять у вирази для кінетичної енергії.

$$T = \frac{1}{2} \left(\frac{dq}{dt} \right)^T M \left(\frac{dq}{dt} \right). \quad (4)$$

Неважко побачити, що

$$M = \begin{pmatrix} m^{(k)} & m^{(k)} & m^{(k)} & I_x^{(k)} & I_y^{(k)} & I_z^{(k)} \\ m^{(p)} & m^{(p)} & m^{(p)} & I_x^{(p)} & I_y^{(p)} & I_z^{(p)} \\ m^{(p)} & m^{(p)} & m^{(p)} & I_x^{(p)} & I_y^{(p)} & I_z^{(p)} \\ m^{(kp)} & I^{(kp)} & m^{(kp)} & I^{(kp)} & m^{(kp)} & I^{(kp)} \\ m^{(kp)} & I^{(kp)} & & & & \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Розглянемо комплект пружин центрального ступеня ресорного підвішування, що знаходиться з j -го боку вагона. Нехай $d^{(ij)} = (d_x^{(ij)}, d_y^{(ij)}, d_z^{(ij)})^T$ - його деформація. Елементи цього вектора виражені через узагальнені координати за допомогою співвідношень:

$$d_x^{(ij)} = (x + h^{(k)}\varphi + Jb^{(u)}\psi) - (x_i + Jb^{(u)}\psi_i), \quad (6)$$

$$d_y^{(ij)} = (y - h^{(k)}\theta + \Pi^{(u)}\psi) - y_i, \quad (7)$$

$$d_z^{(ij)} = (z - Jb^{(u)}\theta - \Pi\varphi) - (z_i - Jb^{(u)}\theta_i), \quad (8)$$

де величина I приймає значення 1, якщо $I=I$, та -1 , якщо $I=2$, аналогічно визначається величина J , або:

$$d^{(ij)} = D^{(ij)}q. \quad (9)$$

Сили в пружинах пропорційні відповідним компонентам деформації,

$$F^{(ij, пруж)} = C^{(ij)}d^{(ij)}, \quad C^{(ij)} = \begin{pmatrix} C_x^{(u)} & & \\ & C_y^{(u)} & \\ & & C_z^{(u)} \end{pmatrix}, \quad (10)$$

їх віртуальна робота дорівнює

$$dQ^{(ij, пруж)} = dd^{(ij)T} F^{(ij, пруж)} = dd^T D^{(ij)} C^{(ij)} D^{(ij)} q. \quad (11)$$

В тому ж порядку розглянемо пружні елементи буксового ступеня (зміст позначень зрозумілий з попереднього, індекс t позначає номер колісної пари в візку).

$$\begin{aligned}d_x^{(imj)} &= (x_i + Jb^{(6)}\psi_i) - jb^{(6)}\psi_{im}, \\d_y^{(imj)} &= (y_i + Ml^{(T)}\psi_i) - y_{im}, \\d_z^{(imj)} &= z_i + Jb^{(6)}\theta_i - Ml^{(T)}\varphi_i, \\d^{(imj)} &= (d_x^{(imj)} d_y^{(imj)} d_z^{(imj)})^T \\d^{(imj)} &= D^{(imj)} q,\end{aligned}\quad (12)$$

$$F^{(imj, пруж)} = C^{(imj)} d^{(imj)}, \quad C^{(imj)} = \begin{pmatrix} C_x^{(6)} & & \\ & C_y^{(6)} & \\ & & C_z^{(6)} \end{pmatrix}.$$

$$dQ^{(imj, пруж)} = dd^{(imj)T} F^{(imj, пруж)} = dd^T D^{(imj)T} C^{(imj)} D^{(imj)} q. \quad (13)$$

Доданок Cq в рівнянні коливань являє собою вектор узагальнених сил, що виникають у пружних елементах. Відповідна віртуальна робота:

$$dQ^{(пруж)} = dq^T Cq. \quad (14)$$

Зіставивши вирази (12; 13) і (14), отримаємо:

$$CC = \sum_{i,j} D^{(ij)T} C^{(ij)} D^{(ij)} + \sum_{i,m,j} D^{(imj)T} C^{(imj)} D^{(imj)}. \quad (15)$$

Перейдемо до розгляду матриці B . Вона описує поглинання енергії елементами в'язкого тертя.

Фрикційний гаситель коливань у буксовому ступеню замінимо еквівалентним гідравлічним з коефіцієнтом в'язкості $\beta=10$ т/с - при коливаннях з частотою 1 Гц та амплітудою 10 мм він розсіє приблизно ту ж енергію.

В центральному ступеню гаситель коливань встановлений похило. Його деформація - $d^{(ij, в'яз)} = D^{(ij, в'яз)} d^{(ij)}$, $D^{(ij, в'яз)} = (0 - J \cos \beta \sin \beta)$,

$$\text{сила} - F^{(ij, в'яз)} = \beta_{ij}^n \frac{d}{dt} d^{(ij, в'яз)},$$

віртуальна робота -

$$dQ^{(ij, в'яз)} = dd^T D^{(ij)T} D^{(ij, в'яз)T} \beta_{ij}^n D^{(ij, в'яз)} D^{(ij)} \frac{dq}{dt}.$$

Позначення $\beta_{ij}^{(u)}$ відноситься до в'язкості окремого гасителя коливань, якщо гаситель несправний, то вона буде відрізнятись від номінальної $\beta^{(u)}$.

Сила тертя в буксовому ступеню - $F^{(imj, в'яз)} = B^{(imj)} d^{(imj)}$,

$$B^{(imj)} = \begin{pmatrix} 0 & & \\ & 0 & \\ & & B^{(6)} \end{pmatrix}, \quad (16)$$

віртуальна робота -

$$dQ^{(imj, в'яз)} = dd^T D^{(imj)T} B^{(imj)} D^{(imj)} \frac{dq}{dt}.$$

Міркуючи так само, як і у випадку з матрицею C , отримаємо вираз:

$$\begin{aligned}B &= \sum_{i,j} D^{(ij)T} D^{(ij, в'яз)T} \beta_{ij}^n D^{(ij, в'яз)} D^{(ij)} + \\ &+ \sum_{i,m,j} D^{(imj)T} B^{(imj)} D^{(imj)}.\end{aligned}\quad (17)$$

Сили взаємодії коліс та рейок в горизонтальній площині вважаємо пропорційними проковзуванням, коефіцієнт пропорційності визначаємо за Картером

$$k = \varphi \sqrt{P^{(cr)}}_r, \quad \varphi = 2500 \sqrt{kH/m}, \quad (18)$$

де $P^{(cr)}$ - статичне навантаження від колеса на рейку,

$$P^{(cr)} = \frac{m^{(к)} + 2m^{(р)} + 4m^{(кп)}}{8} g.$$

Для того, щоб вивести вираз для матриць F та k , перепишемо рівняння коливань одиночної колісної пари:

$$\begin{pmatrix} m & \\ & I \end{pmatrix} \frac{d^2}{dt^2} \begin{pmatrix} y \\ \psi \end{pmatrix} + \frac{2k}{V} \begin{pmatrix} 1 & \\ & s^2 \end{pmatrix} \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} y \\ \psi \end{pmatrix} + 2k \begin{pmatrix} & -1 \\ sn/r & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ \psi \end{pmatrix} = 0. \quad (19)$$

Порівнюючи це рівняння з рівнянням руху (1) бачимо, що

$$F = \begin{pmatrix} 0_{18 \times 18} & \\ & 1_{4 \times 4} \frac{2k}{V} \begin{pmatrix} 1 & \\ & s^2 \end{pmatrix} \end{pmatrix}, \quad (20)$$

$$K = \begin{pmatrix} 0_{18 \times 18} & \\ & 1_{4 \times 4} 2k \begin{pmatrix} & -1 \\ sn/r & \end{pmatrix} \end{pmatrix}. \quad (21)$$

Значення власних чисел $p = -h \pm i\omega$ матриці коефіцієнтів в рівнянні коливань для пасажирського вагона на візках КВЗ-ЦНИИ при нормально працюючих гасителях ($p^{(u)} = 110$ т/с) наведені в [2]. Кожна пара комплексно сполучених чисел відповідає формі коливань з періодом $T = 2\pi/\omega$, дійсна частина $-h$ характеризує швидкість зміни амплітуди, за час t амплітуда вільних коливань зменшиться в e^{ht} раз.

Усі власні числа можна розбити на 5 груп:

1) 6 чисел, відповідають частотам власних 100-150 рад/с (поздовжні коливання, бічний відніс і виляння рами візка);

2) 6 чисел з великими за абсолютною величиною негативними дійсними частинами (< -300 с⁻¹, надзвичайно швидко затухаючі коливання або аперіодичний затухаючий процес, що відповідає "невірному" руху колісної пари, наприклад, боковому відносу без виляння);

3) 6 чисел з уявною частиною 2,7-8,8 рад/с відповідають 6-ти формам коливань кузова;

4) 6 чисел з уявною частиною 35-47 рад/с (коливання підстрибування, бокової качки та галопування рам візка);

5) 4 числа з уявною частиною 3,5-12 рад/с, яка

пропорційна швидкості руху вагона – спільні коливання бічного відносу та виляння колісних пар.

Втрата стійкості руху трапляється, якщо у чисел останньої групи дійсна частина стає позитивною. У розглянутому випадку це не так ($p - 1 \text{ с}^{-1}$), тому про це явище говорити не доводиться. Вказана обставина відповідає відомому (та підтверженому експериментально) факту, що рух пасажирського потягу на типових візках стійкий при швидкостях руху до 250 км/год.

Решта форм коливань також добре задемпфовані. Виключення становить форма, що відповідає парі власних чисел $-0,013 \pm 5,05 i$ – можливо йдеться про поздовжні коливання кузова в межах малого зазору в вертикальних ковзунах візка КВЗ-ЦНІИ. Невелике загасання з'явилося через те, що поздовжні коливання супроводжуються галопуванням, при якому починають працювати гасителі коливань. У всякому разі, малий зазор у ковзунах не дозволить цим коливанням збільшитися настільки, щоб скласти загрозу безпеці руху. Також зовсім не задемпфована одна з форм коливань рами візка, але ця форма не може бути збуджена через практично жорсткий зв'язок рами візка КВЗ-ЦНІИ з колісною парою в горизонтальній площині [2, 6].

Параметри гасителя коливань впливають, в першу чергу, на швидкість загасання коливань кузова. Відмітимо, що всі “кузовні” частоти (3 група, 2,7-8,8 рад/с=0,4-1,4 Гц) лежать в області, що допускають резонанс при експлуатаційних швидкостях руху. Тому при довжині періодичної нерівності колії 25 м швидкість при якій настає резонанс, складає 36-126 км/год. Оцінимо величину h , при якій максимальна амплітуда коливань не становить загрози безпеці руху. При статичному прогині $\delta = 180$ мм та допустимому значенні коефіцієнта вертикальної динаміки $[k_d]=0,2$ гранична амплітуда коливань кузова становить

$$[A] = \delta [k_g] / k_3, \quad (22)$$

де $k_3 = 15$ - коефіцієнт запасу, що враховує вклад інших форм коливань. При резонансі відношення амплітуд коливань кузова A та нерівності колії a .

$$\frac{A}{a} = \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{2h}\right)^2}, \quad (23)$$

Об'єднавши (22) та (23), отримаємо умову безпеки руху:

$$h = \frac{\omega}{2\sqrt{\left(\frac{\delta [k_g]}{ak_3}\right)^2 - 1}}. \quad (24)$$

Для $a=5$ мм умова (24) приймає вигляд:

$$h > 0,106\omega, \text{ або } h/\omega > [h/\omega] = 0,106. \quad (25)$$

В [2] записані власні числа, які відповідають формам коливань кузова, разом з відношенням h/ω . З огляду на те, що вони практично не залежать від швидкості руху, тут і надалі обмежимося випадком $V=120$ км/год.

Як і слід очікувати, при нормально працюючих гасителях коливань умова безпеки руху (25) виконується.

Погіршення експлуатаційних характеристик гасителів коливань виражається в зменшенні коефіцієнта $\epsilon^{(u)}$. Будемо вважати, що на вагоні частина гасителів коливань зіпсувалася, а частина зберегла початкові експлуатаційні характеристики, при цьому у всіх зіпсованих гасителях коефіцієнт в'язкості $\epsilon^{(u)}$ приймає однакове значення (на яке і посилаємося в подальшому), а для решти він дорівнює 110 т/с [2, 4, 6, 9].

За допомогою комп'ютерного моделювання у відповідному програмному середовищі були визначені допустимі експлуатаційні швидкості руху пасажирських вагонів при працездатному та непрацездатному стані гідравлічних гасителів коливань [1, 5]. При моделюванні розглядалися випадки коли:

- вийшов з ладу один гаситель;
- вийшло з ладу два гасителі на одному візку;
- вийшло з ладу два гасителі з одної сторони вагона;
- вийшло з ладу два гасителі, по одному на кожному візку, з різних сторін вагона;
- зберіг працездатність один гаситель;
- вийшли з ладу всі гасителі.

Висновок. За результатами математичного моделювання було встановлено, що допустима швидкість руху пасажирського поїзда для вагонів на візках типу КВЗ-ЦНІИ при відмові одного, двох, трьох та чотирьох гасителів коливань центрального ступеня ресорного підвішування необхідно обмежити швидкість руху поїзда відповідно до 120, 60, 40 та 40 км/год до найближчого пункту технічного обслуговування.

Таким чином загроза безпеці руху виникає у таких випадках:

- при зменшенні удвічі коефіцієнту в'язкості усіх 4-х гасителів;
- при зменшенні на 20 т/с в'язкості двох гасителів на одному візку;
- при відмові двох гасителів на різних візках.

Л и т е р а т у р а

1. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНІИ [Текст] учеб. / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Ф. Хусидов ; под ред. А. А. Хохлова. - М. : МИИТ, 2001. - 160 с.
2. Дослідження роботи гідравлічних гасителів коливань та здійснення розрахунку щодо допустимих швидкостей експлуатації рухомого складу у разі виявлення їх непрацездатності. підготовка рекомендацій щодо внесення відповідних доповнень до нормативних документів [Текст] : звіт про НДР (заключ.) : 10/5 / Укр. держ. акад. залізнич. трансп. ; кер. Мартинов І. Е. ; викон.: Равлюк В. Г. [та ін.] - Х., 2014. - 47 с. - Бібліогр.: с. 45-47. - № ДР 0100U000824.
3. Соколов, М. М. Гасители колебаний подвижного состава [Текст] : справ. / М. М. Соколов, В. И. Варава, Г. М. Левит. - М. : 1985. - 216 с.
4. Манашкін, Л. А. Гасителі коливань і амортизатори ударів рейкових екіпажів (математичні моделі) [Текст] / монографія / Л. А. Манашкін, С. В. Мямлін, В. І. Приходько. - Д. : 2007. - 196 с.

5. Інструкція з експлуатації і ремонту гідравлічних гасителів коливань візків пасажирських вагонів [Текст] : Інструк. ЦЛ – 0061: Затв. нак. УЗ №281-Ц від 27.07.06. - К. : ТОВ «ВД Мануфактура», 2006. – 80 с.
6. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. - М. : Транспорт, 1991, - 352 с.
7. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) : [Текст]. - М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317 с.
8. Руководящий документ. Расчётные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов : РД 32.68-96 [Текст]. - М. : ВНИИЖТ, 1996. – 17 с.
9. Челноков, И. И. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов [Текст] учеб. / И. И. Челноков. - М. : 1975. - 72 с.

References

1. Dynamics of passenger railroad cars and the way modern carts bogies type KVZ-CNII [Text] Proc. / V.V. Khusidov, A.A. Khokhlov, G.I. Petrov, V.F. Khusidov; Ed. A. A. Khokhlova. - M.: Engineering, 2001. - 160 p.
2. Doslidzhennya robot gidravlichnih gasiteliv coli wan that zdiysnennya rozrahunku schodo admissibility shvidkoschildren ekspluatatsii Rukh warehouse in razi viyavlennya ih nepratsездatnosti. pidgotovka rekomendatsiy schodo Adding vidpovidnih dopovnen to standard dokumentiv [Text]: zvit about PDR (concluded.): 10.5 / Ukr. Hold. Acad. zaliznich. transp. ; Coeur. Martinov I. E.; Vicon. : Ravlyuk V.G. [that in.] - H., 2014. - 47 p. - Bibliogr. : p. 45-47. - № DR 0100U000824.
3. Sokolov, M. M. Vibration damper rolling stock [Text]: Right. / M. M. Sokolov, V.I. Varava, G.M. Levit. - Moscow: 1985. - 216 p.
4. Manashkin, L.A. Gasiteli oscillations i depreciation tory udariv raked ekipazhiv (matematichni modeli) [Text] / monografiya / L.A. Manashkin, S.V. Myamlin, V. I. Prikhodko. - D.: 2007. - 196 p.
5. Instruktziya s ekspluatatsii i repair gidravlichnih gasiteliv oscillations vizkiv pasazhirskih vagoniv [Text]: Instruk. CL – 0061. - K.: TOV "VD Manufactory", 2006. - 80 p.
6. Vershinsky, S.V. Dynamics of the car [Text] / S.V. Vershinsky, V. N. Danilov, V.D. Khusidov. - M. Transport, 1991 - 352 p.
7. The rules of calculation and design of cars is useful to road-MPS 1520 mm (non-self): [text]. - M.: Ghosn-VNIIZhT, 1996. - 317 p.
8. Guidance document. Calculated irregularities railway track for use in the investigation-demo- graphic and design of passenger and freight vago-new: RD 32.68-96 [Text]. - M.: VNIIZhT, 1996. - 17 p.
9. Chelnokov, I.I. Hydraulic dampers cola-tions passenger railroad cars [Text] Proc. / I. I. Chelnokov. - M.: 1975 – 72 p.

Мартынов И. Э., Рейдеймейстер А. Г., Равлюк В. Г., Равлюк Н. Г. Определение допустимых скоростей движения пассажирских вагонов при неисправностях гидравлических гасителей колебаний.

Осуществлено математическое моделирование пространственных колебаний пассажирских вагонов при движении на пути из неровностями. При этом пассажирские вагоны рассматривались как совокупность твердых тел на тележках KVZ-ЦНИИ. При математическом моделировании было принято во внимание упругие, инерционные и диссипативные свойства верхнего строения пути. По результатам математического моделирования определены допустимые эксплуатационные скорости движения пассажирских вагонов, движущихся на тележках типа KVZ-ЦНИИ. Установлено, что в зависимости от технического состояния и при отказе гасителей колебаний необходимо ограничить скорость движения пассажирского поезда.

Ключевые слова: гидравлический гаситель колебаний, пассажирский вагон, скорость, математическое моделирование, усилие, отказ.

Martinov I., Reidemeister O., Ravlyuk V., Ravlyuk N. Definition of permissible speeds of passenger railroad cars during malfunctions of the hydraulic shock absorbers.

Achieved mathematical modeling of spatial fluctuations of passenger railroad cars when driving on the road with irregularities in the registered of normative-technical documents. While passenger railroad cars were considered as a set of rigid bodies bogies type KVZ-CNII. Mathematical modeling has been taken into account elastic, inertial and dissipative properties of the superstructure. According to the results of mathematical modeling of defined allowable operating speed for passenger railroad cars, moving bogies type KVZ-CNII. It is established that depending on the technical condition and failure of one, two, three and four dampers variations center stage spring suspension is necessary to limit the speed of passenger trains and to bring it at a certain speed to the nearest paragraph maintenance, where should be replaced by a hydraulic vibration dampers.

Keywords: hydraulic vibration damper, passenger railroad cars, speed, mathematical modeling, force, rejection.

Мартынов И. Е. – д-р техн. наук, профессор, завідувач кафедрою вагонів УкрДАЗТ, e-mail: martinov.hiit@rambler.ru.

Рейдеймейстер О. Г. – к. т. н., доцент кафедри вагони та вагонне господарство ДНУЗТ ім. академіка В. Лазаряна.

Равлюк В. Г. – к. т. н., старший викладач кафедри вагонів УкрДАЗТ, e-mail: ravvg@ukr.net.

Равлюк М. Г. – старший викладач кафедри вагонів УкрДАЗТ.

Рецензент: д.т.н., д.е.н., проф. Рамазанов С.К.