

УДК 629.463.65.015.001.5

**ДИНАМІКА ПІВВАГОНА ПІД ЧАС РУХУ КОЛІЄЮ З НЕРІВНОСТЯМИ З
УРАХУВАННЯМ ВИПАДКОВОГО І ПЕРІОДИЧНОГО ПРОЦЕСІВ**

Д-р техн. наук Д. М. Барановський, І. Ю. Кебал

**ДИНАМИКА ПОЛУВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПУТИ С НЕРОВНОСТЯМИ С
УЧЕТОМ СЛУЧАЙНОГО И ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПРОЦЕССОВ**

Д-р техн. наук Д. Н. Барановский, И. Ю. Кебал

**DYNAMIC GONDOLA CARS WHILE DRIVING ON THE ROAD WITH
IRREGULARITIES, TAKING INTO ACCOUNT THE RANDOM AND PERIODIC
PROCESSES**

Doct. of techn. sciences D. Baranovsky, I. Kebab

У роботі запропонована модель у вигляді диференціальних рівнянь, що описують коливання піввагона під час руху колією з нерівностями з урахуванням випадкового і періодичного процесів. На основі наведеної моделі в подальшому можна імітувати рух піввагонів різних моделей з урахуванням випадкового і періодичного процесів нерівностей колії, використовуючи існуючі прикладні пакети програмного забезпечення.

Ключові слова: піввагон, модель, динаміка, випадковий і періодичний процеси.

В работе предложена модель в виде дифференциальных уравнений, описывающих колебания полувагона при движении по пути с неровностями с учетом случайного и периодического процессов. На основе приведенной модели в дальнейшем можно имитировать движение различных полувагонов с учетом случайного и периодического процессов неровностей пути, используя существующие прикладные программные пакеты.

Ключевые слова: полувагон, модель, динамика, случайный и периодический процессы.

More efficient use of the rolling stock is inextricably linked with the study of the dynamics of railway vehicles, research in this area, as well as improving the design of specialized freight wagon to adapt them to transport specific cargo and reduction of dynamic load components of wagon and the track superstructure. The paper was prepared as a model of differential equations gondola car vibrations when driving on uneven path, taking into account the random and periodic processes. This model is the basis for the simulation of spatial fluctuations gondola car with reduced metal content in the viscoelastic and inertial train track. In determining the natural frequencies of the different types of vibrations are single inequality wheels mimic the reset process with wedges. Four identical bumps under the wheels of one side of the gondola car and four isolated irregularities under the wheels of a truck excite their own angular body movements about the horizontal transverse axis of symmetry. On the basis of the given model in the future is possible to simulate the motion of different gondola cars, taking into account the random and periodic processes, the rough ways, using the existing application software packages to modify or develop new packages.

Key words: gondola car, model, dynamic, random and periodic processes.

Вступ. Дослідження, наведені в роботі, належать до галузі залізничного транспорту, а саме до динаміки вагонів.

Динаміка вагонів вивчає коливання вагонів і переміщення окремих їх елементів у різних умовах експлуатації (рух у складі поїзда з постійною або змінною швидкістю, співудар при маневрах тощо) і виникаючі при цьому сили [1-10].

Основними завданнями динаміки вагонів є [1, 3, 5, 8]:

- вивчення процесів коливань вагонів, викликаних взаємодією вагона і колії, встановлення на цій основі найкращих параметрів ресорного підвищення та інших конструктивних рішень у загальному компонуванні конструкції вагона;

- встановлення умов безпечного руху вагона (максимально допустимі швидкості, режими гальмування тощо) у складі поїзда за його дією на колію, стійкістю в колії, стабільністю колії, витисканні з состава тощо;

- визначення заходів, що дозволяють забезпечити плавність ходу, тобто збережуватись вантажів;

- визначення поздовжніх зусиль у складі поїзда між вагонами і при зіткненні на маневрах;

- визначення впливу несправностей, недосконалостей і особливостей конструкцій вагона і шляхи їх взаємодії.

Усі ці завдання є дуже складними, а для їх вирішення зараз залучаються надсучасні розділи науки і технічні засоби: теорія ймовірностей (в останніх дослідженнях – теорія випадкових процесів), нелінійна теорія коливань, аналогові і цифрові електронні обчислювальні машини, а в експериментальних дослідженнях – засоби сучасної тензометрії, телеметрії та обчислювальної техніки.

Підвищення ефективності використання рухомого складу [11] нерозривно пов'язане з вивченням питань динаміки рейкових екіпажів, проведенням досліджень у даній галузі, а також з удосконаленням конструкцій

спеціалізованих вантажних вагонів з метою їх адаптації для перевезення конкретних видів вантажів і зменшення динамічної навантаженості елементів вагонів і верхньої будови колії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Моделі руху рейкових екіпажів і їх компонентів створені різними науковими школами, у рамках лінеаризованих і нелінійних моделей руху основа покладена такими вченими [1-10]: Белоусов В.М., Блохін Є.П., Бурчак Г.П., Веріго М.Ф., Вершинський С.В., Де Патер А., Данилов В.М., Дьомін Ю.В., Жолі Р., Зінченко В.І., Коган А.Я., Корольов К.П., Коротенко В.А., Куценко С.М., Лазарян В.А., Левінзон М.А., Медель В.Б., Попов А.А., Радченко Н.А., Ромен Ю.С., Соколов М.М. та ін. При цьому, відпрацьовані методи дослідження стійкості на колії без нерівностей і коливань обресорених частин рейкових екіпажів при русі по нерівностях.

Серед компонентів ходових частин особливе місце займає рух колеса по рейці: перші моделі були створені Картером Ф. [2]; докладному опису взаємодії присвячені роботи Калкера Д., Джонсона К., Кіка В., Кноте К. та ін. [2, 4]; сучасні уявлення про рух колісної пари по рейках розроблені Вікенс А. і Труе Х. [2, 6].

Вивчення процесів взаємодії вагонів і залізничної колії є складним для дослідження завданням [3]. Результати досліджень їх взаємодії необхідні для створення надійних і довговічних конструкцій вагонів і колії, визначення норм їх будови, правил ремонту і технічного обслуговування [4]. Забезпечення безпеки руху поїздів [1], надійності роботи вагонного парку і залізничної колії за умови максимальної продуктивності, мінімальних витрат праці та енергетичних ресурсів не може бути успішно здійснено без знання процесів взаємодії рухомого складу та інфраструктури [3], які в кінцевому підсумку зводяться до взаємопов'язаних випадкових коливань різних елементів

вагонів і колії. У результаті цього можуть виникнути значні залишкові деформації колії, втрата стійкості вагонів на рейках, втомні або крихкі злами окремих елементів і деталей. Дослідження плоских і просторових коливань вагонів [3] під час руху їх по детермінованих нерівностях колії [4] є науковою базою раціонального конструювання та експлуатації вагонного парку і залізничної колії, а також засобом інтенсифікації їх використання, підвищення пропускної та провізної спроможності залізничних ліній, забезпечення безпеки руху поїздів з точки зору стійкості колеса на рейці і стійкості від поперечного перекидання кузова вагона при русі кривими ділянками колії. У реальних умовах рейки і колеса мають нерівності на поверхні кочення, а також інші технологічні особливості, у результаті чого в елементах залізничної колії і рухомого складу виникають коливання. Однією з найбільш важливих проблем у динаміці рухомого складу є дослідження вимушених коливань залізничних екіпажів [3], викликаних нерівностями рейкових ниток. При вивченні процесів взаємодії рухомого складу і залізничної колії досліджуються коливання вагонів, колії і динамічні сили, що розвиваються в єдиній динамічній системі «вагон – колія». Для теоретичного дослідження коливань такого виду прийнято будувати розрахункові схеми і моделі, у яких даний складний коливальний процес поділений на окремі складові: вертикальні, поперечні і поздовжні горизонтальні. При цьому слід брати до уваги, що обресорена маса вагона може здійснювати також і кутові коливання [5].

Аналіз, виконаний на підставі огляду робіт [1-10], показав, що найбільш відпрацьованим є дослідження руху рейкових екіпажів на лінеаризованих моделях, але недостатньо уваги приділялося взаємозв'язку результатів, отриманих на лінеаризованих і нелінійних моделях.

Мета та задачі дослідження. Запропонувати математичну модель коливань чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом при русі колією з нерівностями з урахуванням випадкового і періодичного процесів. Для цього необхідно розглянути динаміку піввагонів, скласти диференціальні рівняння коливань і розглянути випадковий і періодичний процеси при русі колією з нерівностями.

Основна частина дослідження. Математична модель просторових коливань

вантажного вагона [3, 5, 8] передбачає розгляд коливань чотиривісного вантажного піввагона з суцільнометалевим кузовом, що виникають внаслідок його руху по ізолюваній нерівності колії. При цьому вважаємо, що на обох нитках рейкової колії є нерівності, і тому розглядаємо коливання піввагона в його поздовжній площині симетрії. Схему механічної взаємодії піввагона і колії наведено на рис. 1.

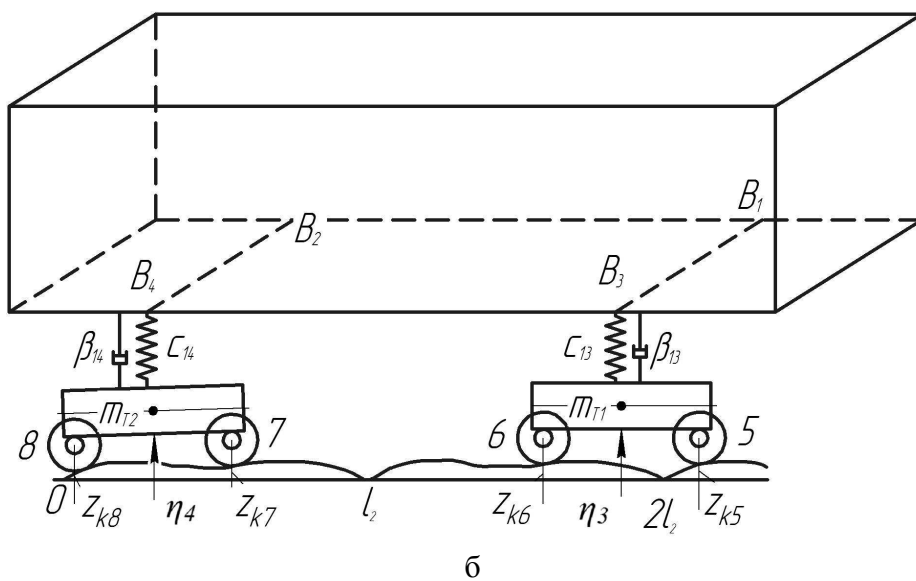
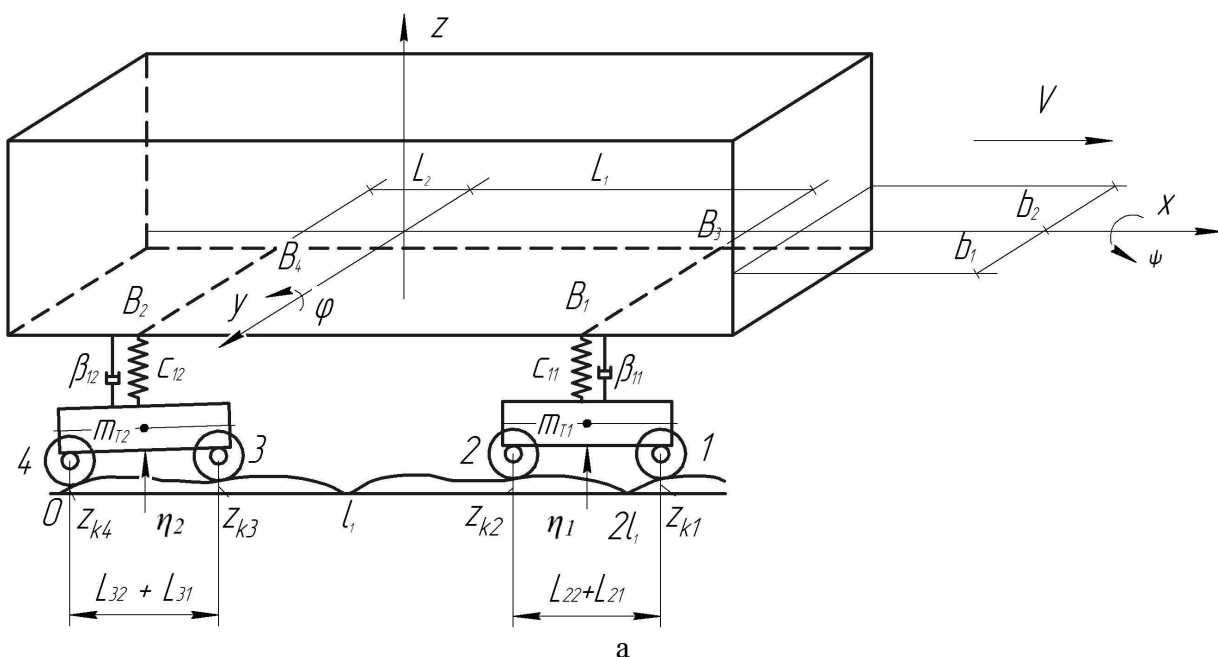


Рис. 1. Схема механічної взаємодії піввагона і колії: а – права рейкова нитка і права частина піввагона за ходом руху; б – ліва рейкова нитка за ходом руху і лівий бік підвіски піввагона

На рис. 1, а показана права рейкова нитка і права частина піввагона за ходом руху, а на рис. 1, б – ліва рейкова нитка за ходом руху і лівий бік підвіски піввагона. Точки В1...В4, наведені на рисунку, є точками кріплення підвіски, яка складається з кузова і візків піввагона. З наведеної схеми взаємодії піввагона і колії можна прийняти, що кузов піввагона і його візки будуть здійснювати вертикальні і кутові коливання, де будуть спостерігатися підстрибування, галопування і бічне хитання.

З наведеного рис. 1 видно, що на правій і лівій рейкових нитках є вертикальні нерівності колії.

Усі нерівності (включаючи недосконалість рейок і основ) можна подати у вигляді суми випадкового і періодичного процесів:

$$\eta_s = \eta_s^c + \eta_s^n, \quad (1)$$

де η_s^c – випадкова складова;

η_s^n – періодична складова нерівностей.

Головними причинами появи збурень періодичної складової є рейкові стики, що з'являються через хвилеподібний знос рейок, періодичні нерівності на поверхні рейок. Найчастіше стикові нерівності описуються зсунутою косинусоїдою [3]:

$$\eta_i = \begin{cases} \frac{d}{2} \left(1 + \cos \frac{2\pi Vt}{l_H} \right) + \frac{d}{l_H} \exp(-kx) \cos(\pi kx), & |x| \leq l_H / 2, \\ \frac{d}{l_H} \exp(-kx) \cos(\pi kx), & |x| > l_H / 2. \end{cases} \quad (4)$$

Відповідно до рис. 1 складемо модель динаміки чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом з урахуванням

$$\eta(x) = \begin{cases} \frac{d}{2} \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{l_H} \right), & |x| \leq l_H / 2, \\ 0, & |x| > l_H / 2. \end{cases} \quad (2)$$

У виразі (2) d – глибина нерівності, l_H – довжина цієї нерівності.

Визначити статистичні характеристики випадкової складової як часового процесу через велику кількість факторів, що впливають на них, досить важко. Як зазначається в роботі [7], на різних ділянках залізниць статистичні та спектральні характеристики випадкової складової вертикальних нерівностей можуть значно розрізнятися між собою. Випадкову складову нерівностей задамо у вигляді загасального процесу:

$$\eta(x) = \frac{d}{l_H} \exp(-kx) \cos(\pi kx), \quad (3)$$

де k – коефіцієнт загасання нерівності.

Підсумовуючи рівняння (2) і (3) з урахуванням того, що переміщення колією $x = Vt$, отримаємо сумарні вертикальні нерівності верхньої будови колії випадкового і періодичного процесів у такому остаточному вигляді:

нерівностей колії, у якій два колеса візка будемо розглядати як одне. У цьому випадку еквівалентне збурення буде

середнім значенням збурень, які передаються на кожне колесо і тоді коливальним процесом – галопуванням візків – можна буде знехтувати.

Визначити ізольовані збурення можна виходячи з таких міркувань. Друге колесо візка піввагона проходить ту саму точку нерівності колії, яку в момент часу буде проходити перше колесо в момент часу:

$$t_2 = t + \frac{L_{21} + L_{22}}{V}.$$

Тоді

$$z_{k1} = f_1(t); \quad z_{k2} = f_1\left(t + \frac{L_{21} + L_{22}}{V}\right), \quad (5)$$

де L_{21} , L_{22} – відстані між нерівностями.

За аналогією третє колесо піввагона буде проходити ту саму точку нерівності в момент часу t_3 :

$$t_3 = t + \frac{L_1 + L_2 + L_{21} - L_{31}}{V},$$

а четверте колесо піввагона – у момент часу

$$t_4 = t + \frac{L_1 + L_2 - L_{21} - L_{32}}{V},$$

де $L_1 + L_2$ – поздовжня база кузова піввагона.

Подібні вирази для інших коліс, точніше для п'ятого – восьмого коліс, також можна записати, а відповідно до виразу (5) також запишуться аналогічні залежності.

У результаті отримаємо систему рівнянь для восьми коліс піввагона:

$$\left\{ \begin{array}{l} z_{k1} = f_1(t); \\ z_{k2} = f_1\left(t + \frac{L_{21} + L_{22}}{V}\right); \\ z_{k3} = f_1\left(t + \frac{L_1 + L_2 + L_{21} - L_{31}}{V}\right); \\ z_{k4} = f_1\left(t + \frac{L_1 + L_2 + L_{21} + L_{32}}{V}\right); \\ z_{k5} = f_2(t); \\ z_{k6} = f_2\left(t + \frac{L_{21} + L_{22}}{V}\right); \\ z_{k7} = f_2\left(t + \frac{L_1 + L_2 + L_{21} - L_{31}}{V}\right); \\ z_{k8} = f_2\left(t + \frac{L_1 + L_2 + L_{21} + L_{32}}{V}\right). \end{array} \right. \quad (6)$$

Тоді відповідно до вище прийнятих припущень еквівалентні збурення для візків піввагона задамо як

$$\begin{cases} \eta_1 = \frac{z_{k1} + z_{k2}}{2}; \\ \eta_2 = \frac{z_{k3} + z_{k4}}{2}; \\ \eta_3 = \frac{z_{k5} + z_{k6}}{2}; \\ \eta_4 = \frac{z_{k7} + z_{k8}}{2}. \end{cases} \quad (7)$$

Відповідно до наведеної системи (7) візки піввагонів будуть здійснювати тільки вертикальні переміщення, тобто здійснювати коливальний процес у вигляді підстрибування.

Швидкість еквівалентних збурень буде визначатися похідними від членів системи (7).

Далі запишемо диференціальні рівняння вимушених коливань чотиривісного піввагона 3 суцільнометалевим кузовом:

- для поступального руху:

$$\begin{aligned} m_K \ddot{z}_K + (c_{11} + c_{12} + c_{13} + c_{14})z_K + (c_{11}L_1 - c_{12}L_2 + c_{13}L_1 - c_{14}L_2)\varphi_K + \\ + (-c_{11}b_1 - c_{12}b_1 + c_{13}b_2 + c_{14}b_2)\psi_K - c_{11}z_{T1} - c_{12}z_{T2} - c_{13}z_{T3} - c_{14}z_{T4} + \\ + (\beta_{11}L_1 - \beta_{12}L_2 + \beta_{13}L_1 - \beta_{14}L_2)\dot{\varphi}_K + (-\beta_{11}b_1 - \beta_{12}b_1 + \beta_{13}b_2 - \beta_{14}b_2)\dot{\psi}_K - \\ - \beta_{11}\dot{z}_{T1} - \beta_{12}\dot{z}_{T2} + \beta_{13}\dot{z}_{T3} - \beta_{14}\dot{z}_{T4} = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

- для поступального руху першого візка піввагона:

$$\begin{aligned} m_{T1} \ddot{z}_{T1} - c_{11}z_K - c_{11}L_1\varphi_K + c_{11}b_1\psi_K + c_{11}z_{T1} - \beta_{11}\dot{z}_K - \beta_{11}L_1\dot{\varphi}_K + \\ + \beta_{11}b_1\dot{\psi}_K + \beta_{11}\dot{z}_{T1} = \eta_1 + \eta_3; \end{aligned} \quad (9)$$

- для поступального руху другого візка піввагона:

$$\begin{aligned} m_{T2} \ddot{z}_{T2} - c_{12}z_K + c_{12}L_2\varphi_K + c_{12}b_1\psi_K + c_{12}z_{T2} - \beta_{12}\dot{z}_K + \beta_{12}L_2\dot{\varphi}_K + \\ + \beta_{12}b_1\dot{\psi}_K + \beta_{12}\dot{z}_{T2} = \eta_2 + \eta_4; \end{aligned} \quad (10)$$

- для обертального руху кузова піввагона:

$$\begin{aligned} I_{y_{PK}} \ddot{\varphi}_K + (c_{11}L_1 - c_{12}L_2 + c_{13}L_1 - c_{14}L_2)z_K + (c_{11}L_1^2 + c_{12}L_2^2 + c_{13}L_1^2 + c_{14}L_2^2)\varphi_K + \\ + (-c_{11}L_1b_1 + c_{12}L_2b_1 + c_{13}L_1b_2 - c_{14}L_2b_2)\psi_K - c_{11}L_1z_{T1} + c_{12}L_2z_{T2} - c_{13}L_1z_{T3} + c_{14}L_2z_{T4} + \\ + (\beta_{11}L_1 - \beta_{12}L_2 + \beta_{13}L_1 - \beta_{14}L_2)\dot{z}_K + (\beta_{11}L_1^2 + \beta_{12}L_2^2 + \beta_{13}L_1^2 + \beta_{14}L_2^2)\dot{\varphi}_K + \\ + (-\beta_{11}L_1b_1 + \beta_{12}L_2b_1 + \beta_{13}L_1b_2 - \beta_{14}L_2b_2)\dot{\psi}_K - \beta_{11}L_1\dot{z}_{T1} + \\ + \beta_{12}L_2\dot{z}_{T2} - \beta_{13}L_1\dot{z}_{T3} + \beta_{14}L_2\dot{z}_{T4} = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

З останніх виразів випливає, що на частоти і амплітуди вимушених коливань особливий вплив мають довжина нерівностей колії, їх вертикальний розмір і швидкість руху екіпажної частини піввагона.

Для отримання аналітичного рішення комплексу рівнянь (8)-(12), яке є досить складним навіть у разі використання головних координат, можна застосувати математичні пакети прикладних програм, у яких існують набори вбудованих функцій для чисельного розв'язання диференціальних рівнянь. При цьому значення η_i приймаємо з рівняння (4), у

результаті будемо мати систему диференціальних рівнянь, що описують коливання чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом при русі колією з нерівностями з урахуванням випадкового і періодичного процесів. Далі з використанням обраних нерівностей виконано розрахунки динамічних показників для чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом.

Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка і кузова піввагона у визначеному діапазоні швидкостей руху вантажних поїздів при моделюванні наведено на рис. 2.

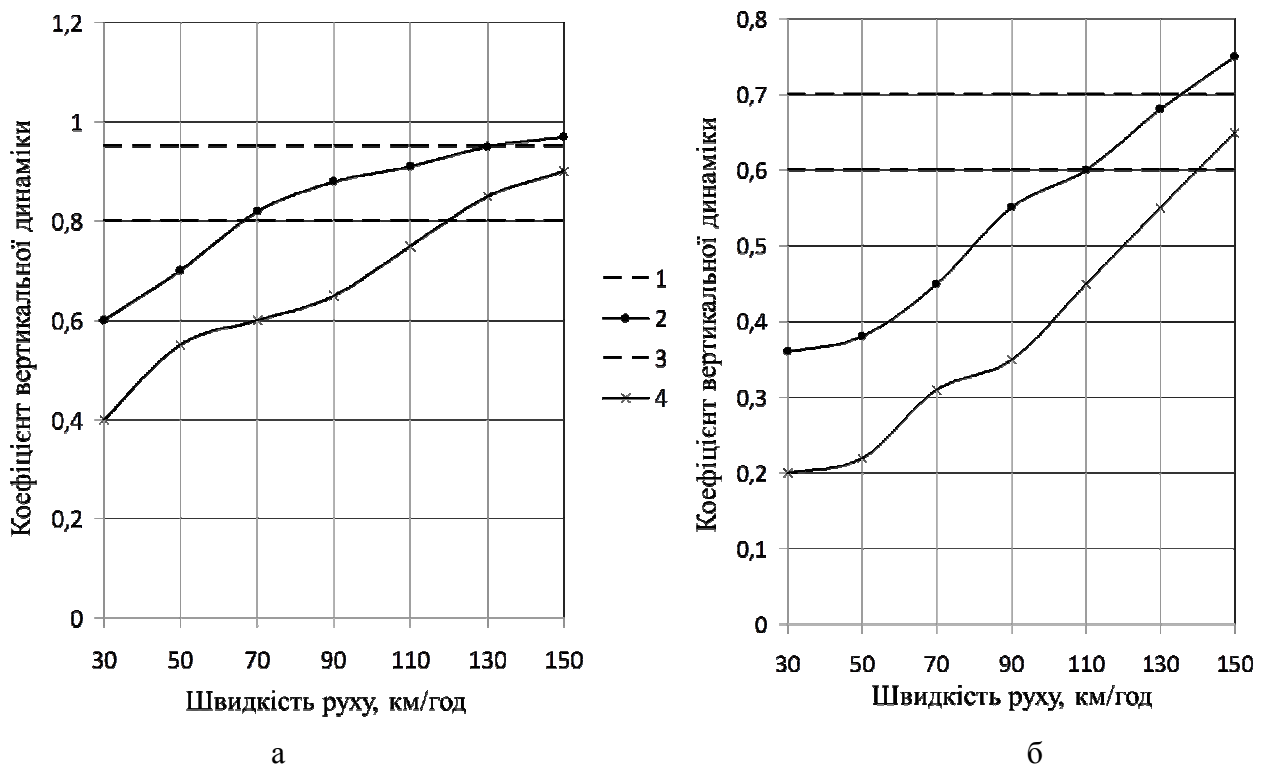


Рис. 2. Коефіцієнт вертикальної динаміки візка (а) і кузова (б) піввагона залежно від швидкості руху при моделюванні:

- 1, 3 – нормовані значення для порожнього і навантаженого режимів відповідно;
- 2, 4 – отримані значення для порожнього і навантаженого режимів відповідно

Моделювання показало, що коефіцієнт вертикальної динаміки як візка, так і кузова піввагона знаходиться на

допустимому нормованому рівні в інтервалі швидкостей до 120 км/год.

Значення коефіцієнта горизонтальної динаміки чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом у визначеному

діапазоні швидкостей руху вантажних поїздів при моделюванні наведені на рис. 3.

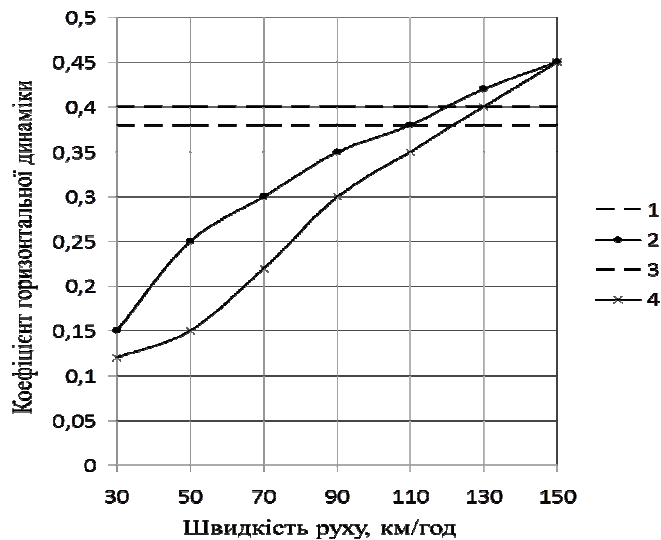


Рис. 3. Коефіцієнт горизонтальної динаміки чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом залежно від швидкості руху при моделюванні:

- 1, 3 – нормовані значення для порожнього і навантаженого піввагонів відповідно;
2, 4 – отримані значення для порожнього і навантаженого піввагонів відповідно

В інтервалі швидкостей руху поїздів до 120 км/год забезпечується значення коефіцієнта горизонтальної динаміки чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом нижче за гранично нормовані як для порожнього, так і для навантаженого режимів.

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. У роботі була отримана модель у вигляді диференціальних рівнянь, що описують коливання піввагона під час руху колією з нерівностями з урахуванням випадкового і періодичного процесів. Дана

модель є основною для виконання моделювання просторових коливань піввагонів зі зниженою металоємністю на пружно-в'язкій та інерційній залізничній колії. На основі розробленої моделі було визначено коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки чотиривісного піввагона з суцільнометалевим кузовом.

На основі наведеної моделі в подальшому можна імітувати рух різних піввагонів з урахуванням випадкового і періодичного процесів нерівностей колії, використовуючи існуючі прикладні пакети програмного забезпечення.

Список використаних джерел

1. Zhao, F. Influence of small stress cycles on the fatigue damage of C70E car body [Текст] / F. Zhao, J. Xie // J. of Mechanical Engineering. – 2014. – Vol. 50. – Iss. 10. – P. 121–126. doi: 10.3901/jme.2014. 10.121.
2. Myamlin, S.V. Experimental research of dynamic qualities of freight cars with bogies of different designs [Текст] / S.V. Myamlin, O.O. Ten, L.O. Neduzha // Наука та прогрес

транспорту: Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2014. – №3(51). – С. 136-145.

3. Damage calculation and fatigue life prediction for freight car body [Текст] / F. Zhao, J. Xie, Y. Yuan, X. Shi // *Advanced Materials Research*. – 2013. – Vol. 652–654. – P. 1357–1361. doi: 10.4028 / www.scientific.net/AMR.652-654.1357.

4. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.

5. Мямлин, С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания [Текст]: дисс... д-ра техн. наук: 05.22.07 / С. В. Мямлин. – Днепропетровск, 2003. – 455 с.

6. Винокуров, М. В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов [Текст] / М.В. Винокуров // *Научн. тр. ДИИТ*. – 1989. – Вып. 12. – 292 с.

7. Investigation of dynamic characteristics of gondola cars on perspective bogies [Текст] / S. V. Myamlin, V. M. Bubnov, Ye. O. Pysmennyi // *Наука та прогрес транспорту: Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. – 2014. – №5(53). – С. 126-137.

8. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст]: технический справочник железнодорожника / С.В. Вершинский. – М.: Трансжелдориздат, 1952. – Т.6. – С. 651–712.

9. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С.В. Мямлин. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 240 с.

10. Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie [Текст] / Sergey Myamlin, Leonas Povilas Lingaitis, Stasys Dailydka, Gediminas Vaiciunas, Marijonas Bogdevicius & Gintautas Bureika // *Transport*. – 2015. – Vol. 30, Iss. 1. - P. 88-92.

11. Myamlin S.V., Baranovskiy D.M. The modeling of economic efficiency of products carriage-building plant in conditions of dynamic pricing [Текст] // *Проблеми економіки транспорту: зб. наук. праць Дніпропетр. нац. ун-ту ім. ак. В. Лазаряна*. – 2014. – № 7. – С. 61-66.

Барановський Денис Миколайович, д-р техн. наук, доцент, проектно-конструкторське технологічне бюро з проектування та модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Тел.: (056) 371-51-07.

Кебал Іван Юрійович, магістр, проектно-конструкторське технологічне бюро з проектування та модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Baranovsky Denis, Doct. of techn. sciences, Associate Professor, Project Design and Technological Bureau for design and modernization of rolling stock, track and man-made, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. Tel. (056) 371-51-07.

Kebal Ivan, master, Project Design and Technological Bureau for design and modernization of rolling stock, track and man-made, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan.

Стаття прийнята 06.09.2016 р.