

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДОДАТКОВИХ ЗВ'ЯЗКІВ У ВІЗКАХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ*Інститут технічної механіки**Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
ул. Лисико-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: Mokrii.T.F@nas.gov.ua*

Для оновлення парку вантажних вагонів на українських залізницях вельми актуальною є розробка візків нового покоління. Важливими критеріями оцінки існуючих або нових конструкцій візків є покращення динамічних якостей вагонів, поліпшення взаємодії їх елементів, зменшення зносу коліс і рейок, підвищення безпеки руху. Геометричні і пружні характеристики нових елементів повинні забезпечувати зниження опору візків при вписуванні екіпажа в криволінійні ділянки колії та сприяти підвищенню його стійкості при русі як по прямолінійних, так і по криволінійних ділянках колії.

Мета роботи полягала в розробці рекомендацій щодо вибору пружних параметрів додаткових зв'язків елементів візків перспективних вантажних вагонів. Застосовано методи математичного моделювання, числового інтегрування, теорії коливань, статистичної динаміки.

В статті приведено результати досліджень щодо вибору параметрів нових елементів для застосування в конструкції візків моделі 18-7020: діагональних зв'язків між бічними рамами, пружного адаптера у буксовому вузлі. Основну увагу при цьому приділено дослідженню показника запасу стійкості від вкочування колеса на рейки при різних швидкостях руху екіпажа по прямих і криволінійних ділянках колії. Визначено раціональні параметри пружних характеристик додаткових зв'язків елементів візка.

Зроблено висновок про те, що найбільший ефект має місце при спільному використанні у візках моделі 18-7020 пружних адаптерів в буксових вузлах і пружних діагональних зв'язків між бічними рамами, що дозволяє підвищити швидкість руху вантажного вагона, його стійкість та динамічні якості.

Ключові слова: ходові частини перспективного вантажного вагона, динамічні якості екіпажа, стійкість руху, рекомендації щодо удосконалення візків.

Для обновления парка грузовых вагонов на украинских железных дорогах весьма актуальной является разработка тележек нового поколения. Важными критериями оценки существующих или новых конструкций тележек является повышение динамических качеств вагонов, улучшение взаимодействия их элементов, снижение износа колес и рельсов, повышение безопасности движения. Геометрические и упругие характеристики новых элементов должны обеспечивать снижение сопротивления тележек при вписывании экипажа в криволинейные участки пути и способствовать повышению его устойчивости при движении как по прямолинейным, так и по криволинейным участкам пути.

Цель работы заключалась в разработке рекомендаций по выбору упругих параметров дополнительных связей тележек перспективных грузовых вагонов. Применены методы математического моделирования, численного интегрирования, теории колебаний, статистической динамики.

В статье приведены результаты исследований по выбору параметров новых элементов для применения в конструкции тележек модели 18-7020: диагональных связей между боковыми рамами, упругого адаптера в буксовом узле. Основное внимание при этом уделено исследованию показателя запаса устойчивости от вкатывания колеса на рельсы при разных скоростях движения экипажа по прямым и криволинейным участкам пути. Определены рациональные параметры упругих характеристик дополнительных связей элементов тележки.

Сделан вывод о том, что наибольший эффект имеет место при общем использовании в тележках модели 18-7020 упругих адаптеров в буксовых узлах и упругих диагональных связей между боковыми рамами, что позволяет повысить скорость движения грузового вагона, его устойчивость и динамические качества.

Ключевые слова: ходовые части перспективного грузового вагона, динамические качества экипажа, устойчивость движения, рекомендации по усовершенствованию тележек.

The development of new-generation trucks is highly topical for Ukrainian freight car fleet renewal. Important criteria for the assessment of existing or new truck designs are car ride quality and car component interaction improvement, wheel and rail wear reduction, and operational safety enhancement. The geometrical and elastic characteristics of new components must reduce truck resistance to curving and increase car stability both in tangents and in curves.

The aim of this work was to develop recommendations on the choice of elastic parameters for additional links in trucks of prospective freight cars. Use was made of methods of mathematical simulation, numerical integration, oscillation theory, and statistical dynamics.

This paper presents the results of investigations into the choice of parameters for new components to be used in 18-7020 trucks: diagonal cross-braces between the side frames and an elastic adapter in the axlebox assembly. Emphasis is on the study of the wheel climb stability margin at different speeds in tangents and in curves. Advisable elastic parameters of additional links between truck components are determined.

It is concluded that the best effect is achieved when both elastic adapters in the axlebox assemblies and elastic diagonal cross-braces between the side frames are used in 18-7020 trucks, which allows one to increase freight car speed, stability, and ride quality.

Keywords: prospective freight car running gear, car ride quality, motion stability, truck improvement recommendations.

Для оновлення парку вантажних вагонів на українських залізницях вельми актуальною є розробка візків нового покоління. Важливими критеріями оцінки існуючих або нових конструкцій візків є покращення динамічних якостей вагонів, поліпшення взаємодії їхніх елементів, зменшення зносу коліс і рейок, підвищення безпеки руху. Геометричні і пружні характеристики нових елементів повинні забезпечувати зниження опору візків при вписуванні екіпажа в криволінійні ділянки колії та сприяти підвищенню його стійкості при русі як по прямолінійних, так і по криволінійних ділянках колії.

За останні роки в Україні розроблено низку нових візків, два з яких прийнято за базові для перспективних вітчизняних вантажних вагонів. Це візок моделі 18-7020 (з навантаженням на вісь 23,5 тс) виробництва Крюківського вагонобудівного заводу [1] і візок 18-9817 (з навантаженням на вісь 25 тс) спільної розробки американської компанії ASF Keystone і української промислово-інвестиційної групи «ІнтерКарГрупп» [2].

Візок 18-7020 запущено в серійне виробництво. Є рішення Комісії Ради із залізничного транспорту повноважних представників фахівців вагонного господарства залізничних адміністрацій країн СНД і Балтії про можливість експлуатації піввагонів з візками моделі 18-7020 на залізницях цих країн.

Відомо, що до вагонів нового покоління пред'являються посилені вимоги: забезпечення стійкості ходу вагона при підвищених швидкостях руху; збереження високих динамічних якостей екіпажа в процесі експлуатації (при допустимих зносах вузлів елементів ходових частин); збільшення ресурсу конструкційних елементів ходових частин; підвищення рівня безпеки руху та ін. У зв'язку з цим конструкція візків, прийнятих за базові для вагонів нового покоління, потребує доопрацювання.

Вказані візки мають підвищену зсувну жорсткість, що погіршує умови взаємодії колії і екіпажа при його русі в криволінійних ділянках та призводить до підвищеного зносу пари «колесо–рейка». Використання у візках моделі 18-7020 спеціально розробленого в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і ДКАУ) зносостійкого профілю коліс ІТМ-73 дозволило збільшити пробіг вагона за зносом гребенів коліс до першого обточування у порівнянні зі стандартними колесами у (2 – 2,5) рази (до 350 тис. км). Профіль ІТМ-73, як і стандартний, відноситься до одноточкових, коли розміри контактних плям з рейкою порівняно малі.

Найбільш перспективним з точки зору оптимізації процесів взаємодії вважається конформний контакт коліс і рейок, для якого характерні найменший знос контактних поверхонь і найбільш рівномірний розподіл по них напружень з меншими максимальними значеннями, ніж при інших видах контакту [3].

У роботі [4] було запропоновано профіль ободу коліс ІТМ-73-02, використання якого забезпечує конформний контакт коліс зі зношеними головками рейок Р65. Як показав аналіз результатів розрахунків, при обточуванні коліс за профілем ІТМ-73-02 у візках моделі 18-7020 показник зносу гребенів знижується у порівнянні з випадками використання профілю ІТМ-73 у декілька

разів, а стандартного профілю – у десятки разів. Застосування цього профілю у візках нового покоління за прогнозними оцінками дозволить забезпечити потрібний для перспективних вантажних вагонів пробіг до першого обточування коліс за зносом гребенів не менше 500 тис. км. На засіданні Технічної Ради Укрзалізниці, що відбулося 12.11.2015 р., було прийнято рішення про введення профілю коліс ІТМ-73-02 в конструкторську документацію на візок нового покоління моделі 18-7020 і проведення відповідних випробувань вагонів з такими колесами.

Відомо, що зміна початкової форми профілю коліс з метою зменшення їхнього зносу, також як і зміна форми профілю коліс внаслідок їхнього зносу в процесі експлуатації, призводить зазвичай до зниження стійкості руху екіпажів і, відповідно, до погіршення їхніх динамічних якостей.

На рис. 1 показано залежності нормованих максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова $\ddot{y}_П$ у долях прискорення вільного падіння g і рамних сил H_P у долях статичного осьового навантаження P_0 порожнього піввагона з візками моделі 18-7020, обладнаного незношеними колесами (товщина гребеня 32 мм) з профілем ІТМ-73 та ІТМ-73-02, а також зі зношеними в експлуатації профілями коліс до товщини гребеня 29 мм (середньозношені) і 27 мм (сильнозношені), від швидкості руху V по прямих ділянках колії. У розрахунках використовувалися вхідні збурення, які отримано на підставі записів вагона-колесовимірювача на ділянках залізниць України. Їхній рівень відповідає колії, яка знаходиться в доброму стані з досить високою бальністю, що дозволяє отримувати верхні оцінки динамічних показників вагонів.

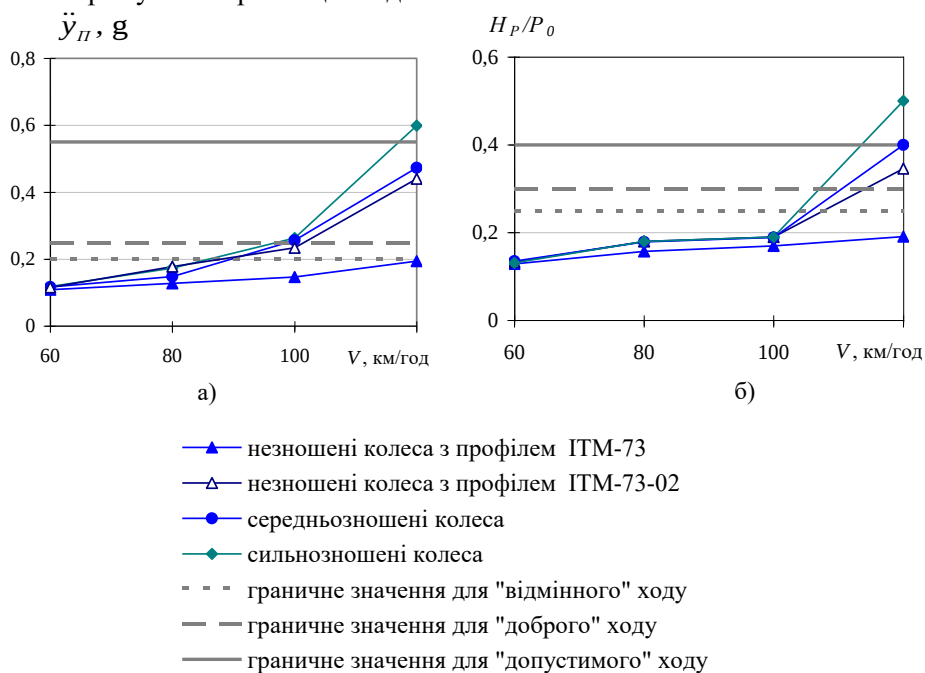


Рис. 1

Як бачимо, при використанні коліс із профілями ободів, відмінних від ІТМ-73, максимальні значення поперечних прискорень п'ятників кузова і рамних сил зі збільшенням швидкості руху вагона, як правило, зростають і особливо помітно при підвищених швидкостях (більших за (80 – 100) км/год). Причому обидва показники у разі сильнозношених коліс при максимальній

швидкості 120 км/год перевищують граничні значення для "допустимого" ходу вагона.

Як показує світова практика, існує низка способів, що дозволяють поліпшити динамічні і ресурсні показники вагонів за рахунок змін конструкції окремих вузлів трьохелементного візка.

Одним із таких способів є застосування пружних адаптерів у зв'язку бічних рам з колісними парами, що дозволяє зменшити рівень рамних сил [2, 5]. Інший спосіб – використання діагональних пружних зв'язків між бічними рамами для зменшення їх забігання і стабілізації геометрії візка в плані. Це сприяє підвищенню стійкості руху вагона, поліпшенню його динамічних показників, зниженню зносу пари "колесо–рейка" [6]. Поширеним варіантом реалізації додаткових зв'язків між бічними рамами є стержневі системи [7, 8].

У роботі [4] виконано попередні дослідження з оцінки ефективності введення вказаних змін в конструкцію візків моделі 18-7020, обладнаних колесами з профілем ІТМ-73-02. При цьому розглядалися буксові адаптери з параметрами жорсткостей, які є раціональними для комплексно модернізованих візків моделі 18-100 [9]: у вертикальному напрямі – 20 МН/м, у горизонтальному поперечному – 2,5 МН/м, у горизонтальному подовжньому напрямі – 5 МН/м. Жорсткість діагональних зв'язків (10 МН/м) приймалася на підставі результатів досліджень щодо застосування таких зв'язків для візків з підвищеним до 25 тс осьовим навантаженням [10].

Отримані результати показали [4], що при додаванні у конструкцію візків 18-7020 указаних зв'язків істотно підвищуються стійкість ходу і динамічні якості вантажного вагона. При цьому значення показників $\dot{y}_l$, H_p як порожнього, так і навантаженого вагона не перевищують граничних рівнів для "доброго" ходу, а показник зносу коліс порівняно з використанням профілю коліс ІТМ-73 знижується більш ніж в 3,5 рази.

У даній роботі з урахуванням підвищених вимог до безпеки руху потягів, пов'язаних з тенденцією зростання їхніх швидкостей руху, проведено уточнення параметрів цих додаткових зв'язків для візків моделі 18-7020. Основну увагу при цьому приділено дослідженню показника запасу стійкості від вкочування колеса на рейки при різних швидкостях руху екіпажів по прямих і криволінійних ділянках колії. При цьому розглядався гірший випадок з точки зору запасу стійкості руху вагона, коли обіддя коліс сильнозношені (товщини гребеня 27 мм).

Спосіб оцінки небезпеки сходу колеса з рейки ґрунтується на розгляді рівноваги колеса в умовах початку його вкочування на рейку. Прагнення колеса підвестися над головкою рейки оцінюється за допомогою відношення бічного тиску F_y до вертикального F_z з боку колеса на рейку. Для встановлення критичного значення цього відношення у світовій практиці використовується формула Надаля, яка має вигляд [11]:

$$K_N = \frac{F_y}{F_z} \leq \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (1)$$

де α – кут нахилу поверхні гребеня колеса в точці контакту з рейкою; μ – коефіцієнт тертя.

Граничне значення відношення поперечної сили до вертикальної в критерії Надаля

$$K_0 = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (2)$$

називається числом Надаля.

Для сильно зношених коліс кут α дорівнює $68,5^\circ$, коефіцієнт тертя μ прийнято 0,23. При цих параметрах число Надаля $K_0 = 1,46$.

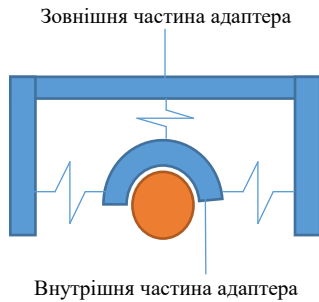


Рис. 2

На першому етапі виконано оцінку впливу на показник K_N вантажного вагона установки в візках моделі 18-7020 тільки пружних адаптерів в буксових вузлах. Розглядався пружний адаптер, конструкцію якого запропоновано в роботі [9] з такою схемою компонування елементів: зовнішня частина (для зчленування адаптера і буксового отвору бічної рами); внутрішня частина (для зчленування адаптера і корпусу підшипникового вузла); пружні вставки (для зчленування зовнішньої і внутрішніх частин адаптера). Розрахункову схему пружного буксового адаптера приведено на рис. 2.

Передбачалося, що при використанні адаптера в щелепних отворах буксових вузлів візка допускаються зазори Δ^{ab} до 2 мм, що створює можливість горизонтальних поперечних і

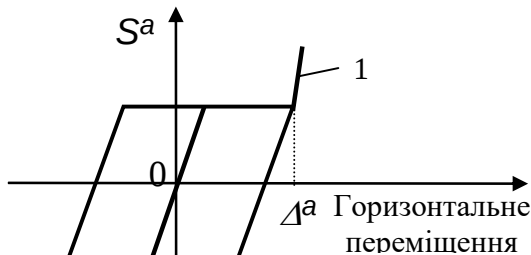


Рис. 3

а також кутових в плані взаємних переміщень бічних рам і колісних пар в межах цих зазорів.

Сили тертя S^{ab} , що виникають при цих переміщеннях в подовжньому і поперечному горизонтальному напрямках, мають петлеподібну характеристику (рис. 3). Лінією 1 на рис. 3

позначено зусилля після зімкнення зазору Δ^{ab} .

Аналізувалися максимальні значення показника K_N при русі вагона з різними швидкостями по прямолінійних і криволінійних ділянках колії "доброго" стану.

З урахуванням результатів роботи [9], при розрахунках жорсткості адаптера в горизонтальному подовжньому напрямі K_x варіювалася в діапазоні (5000 – 25000) кН/м, а в поперечному K_y – в діапазоні (1000 – 3000) кН/м.

На рис. 4 приведено залежності показника K_N від жорсткості адаптера K_x при різних значеннях параметра K_y (1000 кН/м – а), г); 2000 кН/м – б), д); 3000 кН/м – в), е)) для випадку руху вагона з різними швидкостями по прямих ділянках колії у порожньому (а), б), в)) і навантаженому (г), д), е)) станах. Аналіз отриманих результатів показав, що при русі вантажного вагона в порожньому стані зі швидкостями (60 – 120) км/год і в навантаженому стані зі швидкостями (60 – 100) км/год показник K_N істотно нижче рівня,

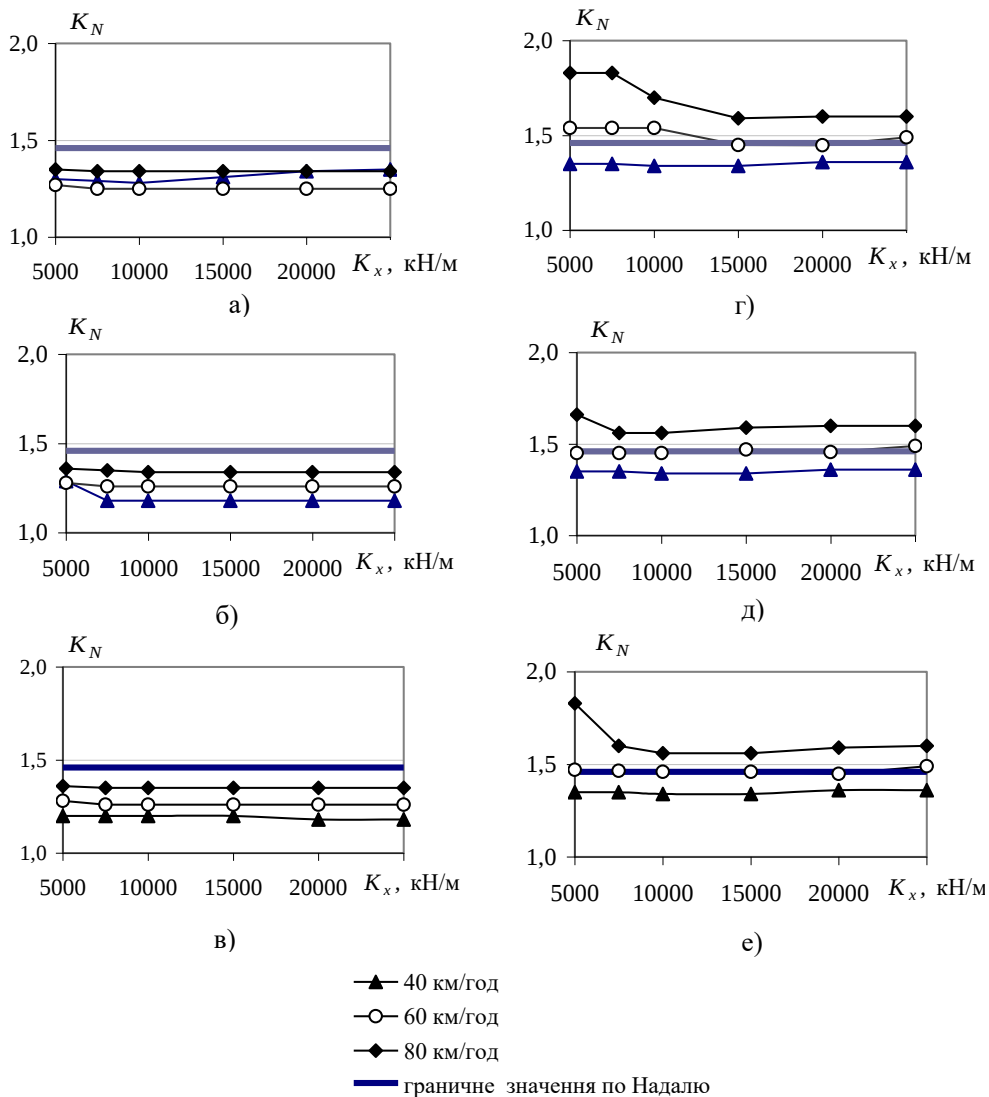


Рис. 5

подовжньому напрямі K_x повинна знаходитися в діапазоні (15000 – 20000) кН/м, в горизонтальному поперечному напрямі K_y – в діапазоні (1000 – 1500) кН/м.

При цьому умова Надаля виконуватиметься при русі вагона по прямих ділянках колії зі швидкостями до 120 км/год (незалежно від міри завантаженості вагона), а в крутих кривих радіусу 300 м – зі швидкостями до 80 км/год в порожньому стані і до 60 км/год в навантаженому.

Одним із способів поліпшення динамічних якостей вагона з трьохелементними візками є використання зв'язків між бічними рамами [10]. Це може бути система двох стержнів з гумовими пружними вставками в місцях кріплення до бічних рам, що дає можливість їм працювати як на розтягування, так і на стискування.

Далі виконано аналіз впливу на показник K_N вантажного вагона з візками моделі 18-7020 застосування таких пружних діагональних зв'язків між бічними рамами візка і вибрано раціональні значення жорсткості їх пружних елементів. Досліджувався рух вантажного вагона з різними швидкостями по прямолінійних ділянках колії (рис. 6, а), б)) і круговій кривій радіусу 300 м

(рис. 6, в), г)). Результати на графіках а) і в) відповідають порожньому руху вантажного вагона, на графіках б) і г) – навантаженому. Значення жорсткості K_{ce} варіювалися в діапазоні (500 – 25000) кН/м.

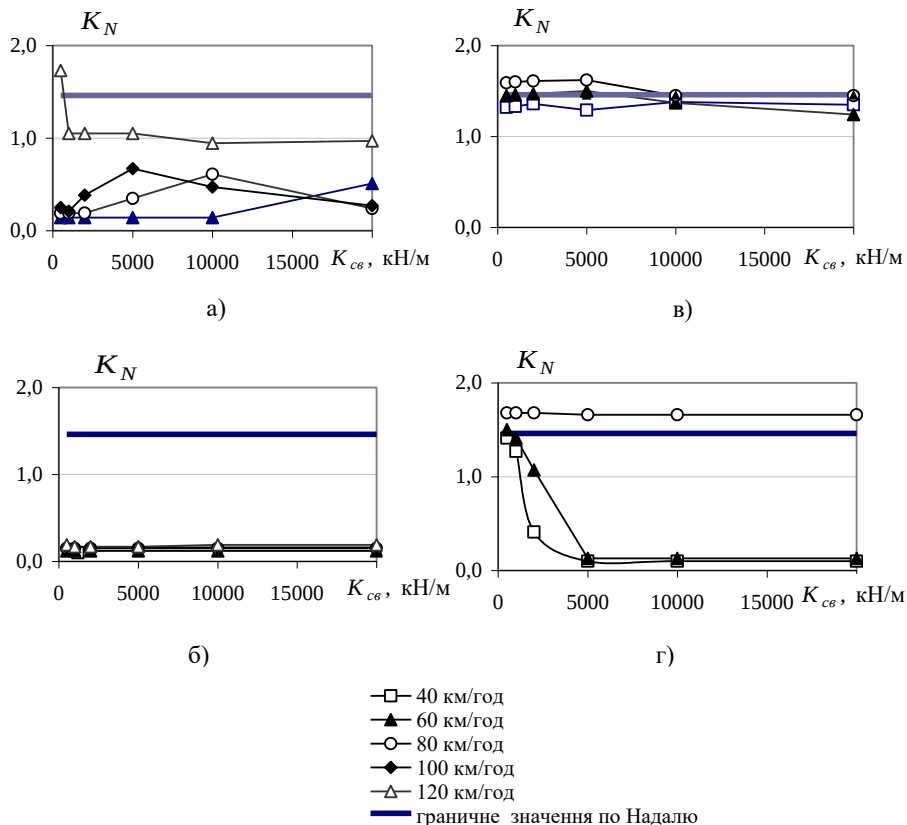


Рис. 6

Отримані результати свідчать, що показник K_N і порожнього, і навантаженого вагона нижчий за допустимий рівень при швидкостях руху по прямих ділянках колії до 120 км/год при значеннях жорсткості K_{ce} більших за 1000 кН/м. Причому у випадках руху з підвищеними швидкостями запас стійкості від сходу коліс з рейок навантаженого вагона істотно вищий, ніж порожнього.

При русі порожнього вагона в круговій кривій показник K_N нижче або близький до рівня K_0 при значеннях K_{ce} більших за 10000 кН/м. Показник K_N навантаженого вагона при цих значеннях жорсткості діагональних зв'язків істотно нижче за рівень K_0 при швидкостях руху 40 км/ч і 60 км/ч, проте перевищує цей рівень при швидкості 80 км/ч.

На рис. 7 представлено порівняння показника K_N вантажного вагона з типовими візками моделі 18-7020 і візками з додатковими зв'язками вузлів: пружними адаптерами в буксових отворах з параметрами $K_y = 1500$ кН/м і $K_x = 15000$ кН/м та діагональними пружними зв'язками між бічними рамами з жорсткістю $K_{ce} = 15000$ кН/м. Аналізувалися залежності максимальних значень показника K_N від швидкості руху вагона по прямих ділянках колії (див. рис. 7, а)) та по кругових кривих радіусу 600 м (див. рис. 7, б)) і 300 м (див. рис. 7, в)).

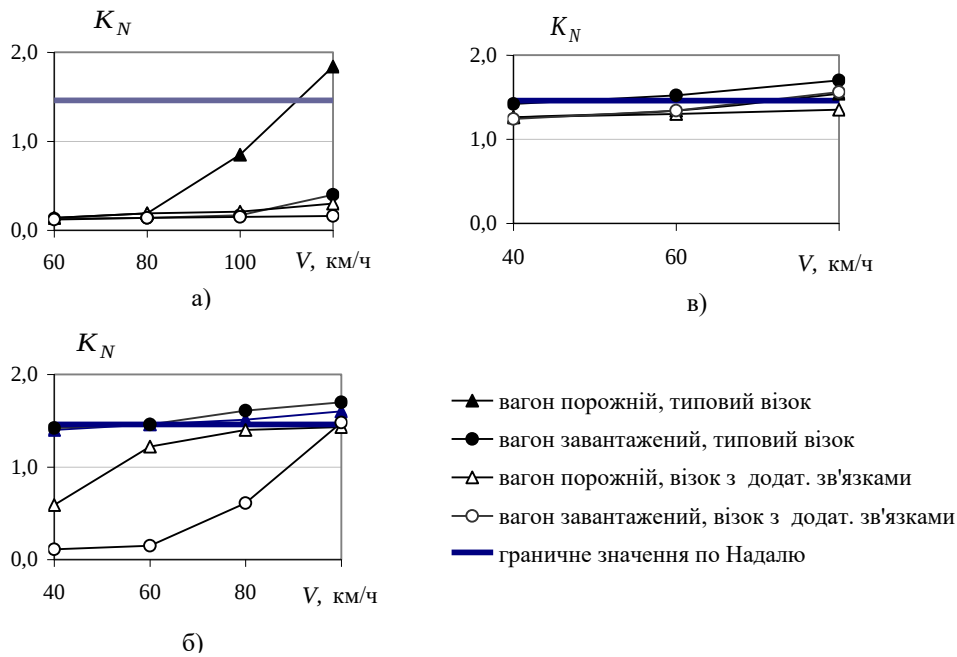


Рис. 7

Бачимо, що спільне використання в конструкції візка моделі 18-7020 запропонованих додаткових зв'язків дозволяє підвищити стійкість швидкісного екіпажа від вкочування коліс на рейки при русі як по прямолінійних, так і по криволінійних ділянках колії.

Виконано аналіз показників динамічних якостей вагона $\ddot{y}_\Pi$, H_p при даних значеннях додаткових зв'язків візків, який свідчить, що при русі екіпажа по прямих ділянках колії зі швидкостями до 120 км/год включно як в порожньому, так і навантаженому стані їхні значення залишаються стабільними незалежно від зносу коліс та істотно нижче допустимих рівнів. На рис. 8 для прикладу показано залежності від швидкості руху максимальних значень показників $\ddot{y}_\Pi$ (рис. 8, а) і H_p (рис. 8, б)) порожнього вагона, обладнаного візками моделі 18-7020 з додатковими зв'язками і колесами з новим незношеним профілем ІТМ-73-02 і зі зношеним профілем до товщини гребеня 27 мм (порівн. з рис. 1).

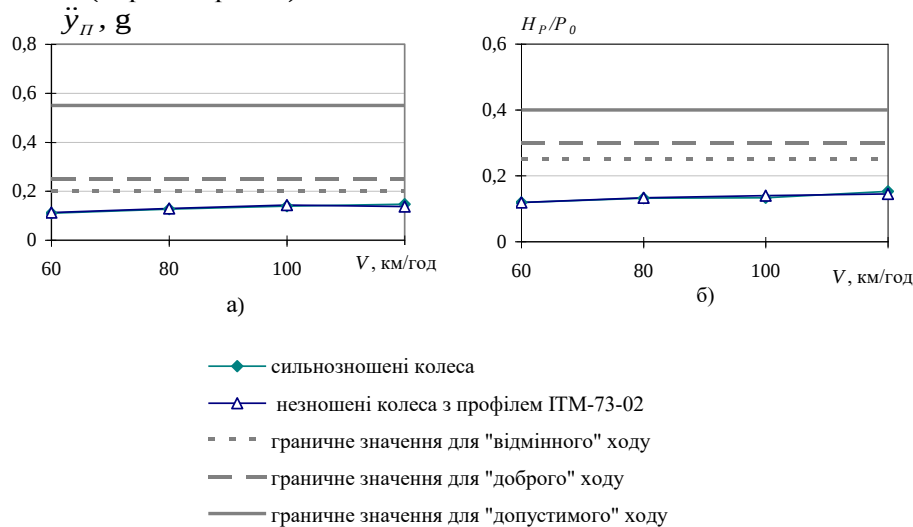


Рис. 8

Висновки. Для візка моделі 18-7020, призначеного для експлуатації у складі швидкісних вантажних вагонів, рекомендується застосовувати:

- пружні адаптери в буксових вузлах візка зі складовими жорсткості в горизонтальному подовжньому напрямі в діапазоні (15000 – 20000) кН/м, в горизонтальному поперечному напрямі – в діапазоні (1000 – 1500) кН/м;
- діагональні зв'язки між бічними рамами з жорсткістю в діапазоні (10000 – 20000) кН/м.

Найбільший ефект має місце при спільному використанні у візках моделі 18-7020 пружних адаптерів в буксових вузлах і пружних діагональних зв'язків між бічними рамами, що дозволяє підвищити швидкості руху вантажного вагона, його стійкість та динамічні якості при русі як по прямолінійних, так і криволінійних ділянках колії.

Дослідження проведені за рахунок фінансування за бюджетною програмою "Підтримка розвитку пріоритетних напрямків наукових досліджень" (КПКВК 6541230).

1. Двухосная тележка модель 18-7020 тип 2. URL: <http://test.kvsz.com/index.php/ru/produksiya/gruzovoe-vagonostroenie/khodovye-chasti/telezhki/item/833-dvukhosnaya-telezhka-model-18-7020>
2. Тележка двухосная 18-9817 с нагрузкой от колесной пары на рельс 25 тс. URL: http://okb.at.ua/publ/telezhka_dvukhosnaja_modeli_18_9817_s_nagruzkoj_ot_kolesnoj_pary_na_relsy_25t/1-1-0-6
3. William J. H., Ebersöhn W., Lundgren J., Tournay H., Zakharov S. Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations : Wheel and Rail Interface Issues. USA: International Heavy Haul Association. 2001. 482 p.
4. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона. Техническая механика. 2017. № 4. С. 79–88. <https://doi.org/10.15407/itm2017.04.079>
5. Neues Güterwagendrehgestell RC25NT = Radial Controlled 25 t Radsatzlast New Technology. URL: <http://elh.de/index.php?id=61>
6. Шеффель Г. Устойчивость при влиянии с боковым откосом и способность подвижного состава вписываться в кривые Железные дороги мира. 1974. С. 32–46.
7. Тележка двухосная модели 18-4129. URL: http://okb.-at.ua/index/18_4129/0-8
8. Динамические качества грузовых вагонов, имеющих тележки с диагональными связями. URL: <http://eadnurt.diit.edu.ua>
9. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Пасічник С. С. Влияние горизонтальной жесткости упругого адаптера в буксовом узле тележки на динамические показатели полувагона. Техническая механика. 2016. № 4. С. 85–93.
10. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Мащенко И. А. Оценка влияния параметров диагональных связей между боковыми рамами перспективной тележки на показатели динамических качеств полувагона нового поколения. Техническая механика. 2009. № 2. С. 3 – 10.
11. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава. Москва: Транспорт, 1988. 392 с.

Отримано 01.10.2019,
в остаточному варіанті 20.11.2019