

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ і НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНФРАСТРУКТУРИ
ТА ТЕХНОЛОГІЙ**

**ЗБІРНИК
НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ**

СЕРІЯ

**«ТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ
І ТЕХНОЛОГІЇ»**

ВИПУСК 31 (2017)

Київ·ДУІТ·2018

Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 31. – К.: ДУІТ, 2018. – 246 с.

Збірник містить статті, присвячені теоретичним, методологічним і прикладним проблемам транспортної галузі. У статтях збірника розглядаються питання транспортної інфраструктури та рухомого складу, технології та організації транспортних процесів, інформаційних та комп'ютерних технологій на транспорті, математичного моделювання об'єктів транспорту, екологічної безпеки на транспорті.

У підготовці випуску брали участь відомі вчені, фахівці в галузі транспорту, викладачі провідних вищих навчальних закладів України, члени Центрального наукового центру Транспортної академії України.

Для науковців, викладачів, студентів вищих навчальних закладів і працівників транспорту та зв'язку.

Редакційна колегія:

В. К. Мироненко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління комерційною діяльністю залізниць», академік Транспортної академії України (головний редактор);

Ю. В. Черняк, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» (заступник головного редактора);

Е. І. Даніленко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Залізнична колія та колійне господарство», академік Транспортної академії України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки;

В. В. Косарчук, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Теоретична і прикладна механіка»;

О. Я. Пилипчук, доктор біологічних наук, професор, завідувач кафедри «Екологія та безпека життєдіяльності»;

В. М. Самсонкін, доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Управління процесами перевезень», академік Транспортної академії України;

О. І. Стасюк, доктор технічних наук, професор, проректор з наукової роботи, член-кореспондент Транспортної академії України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки;

Л. І. Тимченко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика»;

В. П. Ткаченко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць»;

О. В. Фомін, доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Вагони та вагонне господарство»;

Ю. М. Черних, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць», академік Транспортної академії України (*відповідальний секретар*);

О. Г. Стрелко, доктор історичних наук, доцент, професор кафедри «Управління процесами перевезень», декан факультету «Управління залізничним транспортом» (*відповідальний секретар*);

Г. С. Васілова, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління комерційною діяльністю залізниць» (*технічний секретар*).

Рекомендовано до друку Вченою радою ДУІТ (протокол № 3 від 25 січня 2018 р.).

Засновник і видавець – Державний університет інфраструктури та технологій
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 23070-12910ПР від 27.12.2017

Збірник внесено до Переліку № 10 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора та кандидата наук у технічній галузі
(Додаток 11 до наказу Міністерства освіти і науки України 29.12.2014 № 1528).

Статті збірника проходять обов'язкове рецензування членами редакційної колегії, друкуються мовою оригіналу. Редакція не обов'язково поділяє думку автора і не відповідає за фактичні помилки, яких він припустився.

УДК 625.1.032.3

В. В. Косарчук, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

Е. І. Даніленко, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Залізнична колія та колійне господарство», Державний університет інфраструктури та технологій)

О. В. Агарков, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

О. Ю. Рафальський
(асистент кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій)

ВПЛИВ ПРОФІЛЮ ВАГОННИХ КОЛІС НА РІВЕНЬ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У РЕЙКАХ

Наведені результати чисельного моделювання контактної взаємодії рейок з колесами рухомого складу метрополітену. Дана оцінка впливу профілю коліс на рівень контактних напружень у рейках різних типів.

Ключові слова: рейки, контактні напруження, колісний профіль, контактнотомні дефекти, метод скінченних елементів.

Відповідно до свого призначення, конструкції залізничної колії повинні працювати протягом тривалого періоду експлуатації, під час якого кількість силових колісних впливів іноді вимірюється десятками мільйонів. У результаті в матеріалі рейок під дією змінних напружень накопичуються так звані втомні пошкодження (мікроскопічні тріщини, які виникають, як правило, на границях зерен в результаті мікропластичної деформації). Згодом вказані мікротріщини зливаються і виникають макротріщини, подальший розвиток яких призводить до виникнення контактнотомних дефектів рейки (поверхневих та внутрішніх тріщин, відшарування тощо).

Відомо [1, 2], що близько 80% пошкоджень залізничних рейок пов'язані саме з контактнотомними дефектами рейок.

Наявність втомних тріщин, якщо вони своєчасно не виявлені, може призвести до раптового руйнування рейки при проходженні потяга або при зниженні температури. Тому вивчення процесів накопичення контактнотомних пошкоджень і створення теоретичних моделей рейок має дуже важливе значення для забезпечення безпеки руху на залізничних коліях. На кінетику процесу накопичення втомних пошкоджень у матеріалі рейкових сталей впливають численні металургійні, конструктивні та експлуатаційні фактори, а саме: величина зерна, наявність неметалічних включень,

© Косарчук В. В., Даніленко Е. І., Агарков О. В., Рафальський О. Ю., 2018

рівень і характер розподілу напружень від колісного навантаження, рівень і характер розподілу залишкових (технологічних) напружень, частота навантаження, асиметрія і форма циклу зміни напружень, температура, наявність змащування та ін. Тому прогнозування довговічності рейок на основі математичних моделей деформування й накопичення пошкоджень у матеріалах натрапляє на певні труднощі, оскільки необхідно розв'язувати такі контактні задачі у тривимірній фізично нелінійній постановці при досить невизначених силових впливах.

Одним з найважливіших чинників, що впливає на інтенсивність процесу втомного руйнування рейок і коліс рухомого складу є рівень контактних напружень, який безпосередньо залежить від форми контактуючих поверхонь.

Залежно від низки конструктивних (типу рейок, плану колії, радіуса її кривини, типу кріплень, типу шпал тощо) й експлуатаційних (швидкості руху, навантаження на вісь візка, наявності ділянок розгону та зупинки, ступеня зношеності рейок і коліс тощо) параметрів залізничної колії та типу вагонних коліс розрізняють кілька видів контакту рейок з колесами, а саме: одноточковий контакт, конформний та двоточковий контакт.

На рис. 1 схематично подано одноточковий контакт у центральній частині рейки, який є характерним для нових коліс та рейок у прямих ділянках колії і в кривих великих радіусів. Цей вид контакту є оптимальним, оскільки в цьому випадку площа контакту колеса і рейки досить велика, що сприяє зниженню контактних напружень. Форма контактної площадки еліптична з невеликою різницею у довжині головних осей. Такий вид контакту характеризується невеликим проковзуванням однієї контактної поверхні відносно іншої.

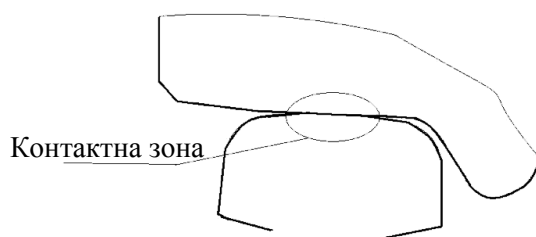


Рис. 1. Одноточковий контакт в центральній частині рейки

Одноточковий контакт у зоні робочої грані рейки (рис. 2) характеризується дуже високими контактними напруженнями через невелику за розмірами контактну площадку, що має форму витягнутого еліпса. Такий вид контакту характерний для умов, коли поверхня колеса має форму конуса, а поверхня рейки має плоский профіль, що може бути пов'язано як із значним вертикальним зносом головки рейки, так і з надмірним прокатом поверхні кочення в процесі її виготовлення [3]. Такий вид контакту є причиною інтенсивного розвитку дефектів контактної втомного походження.

На рис. 3 наведено схему контактної взаємодії, що має місце в зоні зовнішньої грані головки рейки. Такий вид контакту зустрічається, в основному, в кривих ділянках колії на внутрішній рейці, рідше на прямих ділянках колії, рейки якої мають значний горизонтальний знос головок. Такий вид контактної взаємодії інколи призводить до утворення хибного гребеня на колесі, що в свою чергу може призвести до

інтенсивного зносу гребеня парного колеса. Рівень контактних напружень у даному випадку не дуже високий, площадка контакту має неправильну форму.

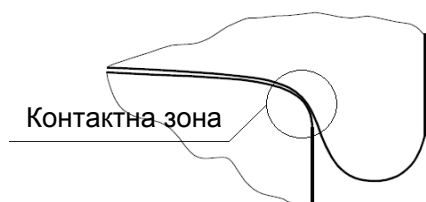


Рис. 2. Одноточковий контакт у зоні робочої грані рейки

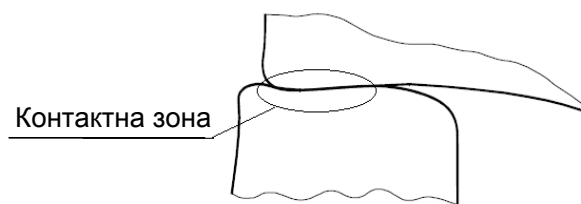


Рис. 3. Одноточковий контакт у зоні зовнішньої грані рейки



а



б

Рис. 4. Схеми двоточкового контакту

На рис. 4, а подано двоточковий контакт, характерний для взаємодії коліс з рейками на кривих ділянках колії, а також і на прямих ділянках колії при розхитуванні екіпажу в поперечному напрямку або при проходженні локальних горизонтальних нерівностей рейок. Для рейок із значним зносом робочої грані характерним є дещо інший вид двоточкового контакту (рис. 4, б). Рівень контактних напружень у кожній з двох зон (див. рис. 4) значно відрізняється, як і форми контактних площадок (рис. 5). Слід мати на увазі, що під час руху поїзда в прямій ділянці колії (рис. 5, б) зони контакту гребеня та поверхні кочення колеса з рейкою лежать в одній поперечній площині, а для кривих ділянок колії – у різних поперечних площинах (рис. 5, а). Це потрібно враховувати при розрахунку напружено-деформованого стану рейок.

Конформний контакт (рис. 6) виникає в результаті інтенсивного зносу бічної робочої поверхні рейки. З одного боку площа контакту в такому випадку досить велика, що очевидно зменшує нормальні контактні напруження на поверхні контакту, з іншого боку такий вид контакту призводить до більшого проковзування однієї поверхні відносно іншої. При досягненні конформного профілю контактні поверхні досить довго не міняють своєї форми, тобто така форма контакту сприяє зменшенню інтенсивності зносу контактуючих тіл.

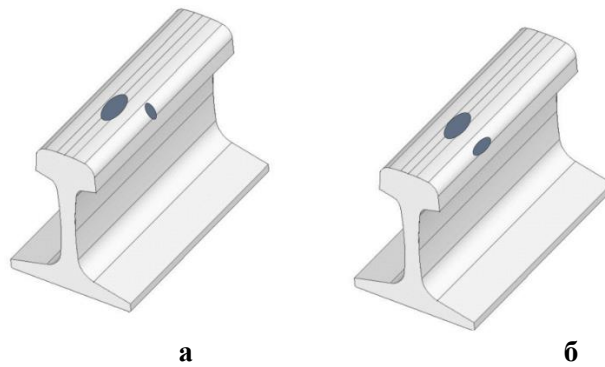


Рис. 5. Розташування площадок контакту в кривій (а) і прямій (б) ділянках колії

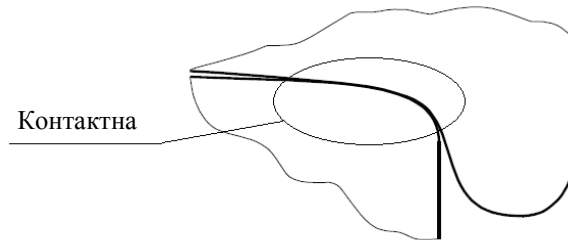


Рис. 6. Конформний контакт

З часом тип контакту може змінюватись. Це пов'язане із зносом рейок і коліс та зміною конструктивних параметрів колії.

Прості аналітичні формули для розрахунку контактних напружень вперше отримані Г. Герцем ще у 1882 р. і дають лише якісну картину розподілу напружень, оскільки його підхід базується на значних спрощеннях реальної картини контактної взаємодії твердих тіл. Критичний огляд робіт з уточнення цих формул шляхом врахування дії дотичних сил на площадці контакту, складніших форм контактуючих поверхонь, обмежених розмірів тіл, шорсткості поверхонь, тертя й інших факторів наведено в публікаціях [4 – 6]. Проте всі ці дослідження виконувались у рамках теорії пружності, а отже не можуть врахувати наявність пластичних деформацій у зоні контакту. Саме ця особливість, що притаманна реальному контакту залізничних рейок з колесами рухомого складу, і є основною причиною розбіжності теоретичних і експериментальних результатів.

Крім того, слід зважати на те, що у реальних умовах режим навантаження рейки є циклічним, тому рівень пластичних деформацій змінюється з часом, причому характер цих змін залежить від характеристик циклічного зміцнення або знеміцнення матеріалу деталей. Це призводить до зміни у часі як величини контактної площадки, так і напружень у контактній зоні. Тому для розрахунків на міцність та довговічність таких елементів конструкцій потрібно визначати кінетику їх напружено-деформованого стану, що неможливо зробити за допомогою відомих аналітичних формул.

Для таких складних за формою елементів конструкцій, якими є залізничні рейки і колеса рухомого складу, досить точно визначення напружень і деформацій можливе лише за умови використання сучасних чисельних методів механіки, зокрема, методу скінченних елементів.

Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії коліс з рейками є сферою активних наукових досліджень протягом останнього часу [7 – 10]. Значний прогрес у цій галузі дозволив перейти від статичних розрахунків напружено-деформованого стану до прогнозування кінетики накопичення пошкоджень і розвитку дефектів при циклічному навантаженні, тобто до оцінки довговічності рейок і коліс [11 – 15].

Як відомо, однією із переваг чисельних методів є можливість проведення чисельних експериментів, з результатів яких можна встановити якісний і кількісний вплив різних факторів на поведінку розв'язку задачі. У нашому випадку доцільним є вивчення деяких експлуатаційних факторів та параметрів колії на величини напружень і деформацій у зоні контакту коліс рухомого складу з рейкою. Такими факторами, зокрема, можуть бути профілі поверхонь кочення коліс і рейок, механічні властивості матеріалів коліс і рейок, швидкість руху, конструктивні параметри залізничної колії (величина ухилу рейки у вертикальній площині, радіус кривини колії, її ширина та ін.).

Певною мірою ці дослідження були пов'язані з результатами аналізу дефектності рейок Київського метрополітену за останні 10 років [16]. Зокрема, було встановлено, що найбільш поширеним дефектом рейок на коліях метрополітену є дефект типу 11.2 [17] – викришування на робочій викружці рейки. Це типовий дефект контактнотомного походження. Поява таких дефектів на деяких ділянках колії починається вже після 3 – 4 місяців експлуатації. Статистична обробка показала значний приріст кількості зафіксованих дефектів типу 11 на лініях Київського метрополітену, починаючи з 2007 – 2008 рр., що на думку авторів даної роботи, може бути пов'язано з впровадженням нового профілю бандажів вагонних коліс, або ж із значним погіршенням якості рейок.

У чинній в Україні системі класифікації дефектів [17] викришування на поверхні кочення або робочій грані головки рейки (дефекти 10 і 11) пов'язують з порушенням технології виготовлення рейок – наявністю волосовин, закатів та плен на поверхні рейки або з наявністю в матеріалі рейки неметалічних включень. Дійсно, наявність таких технологічних дефектів призведе до ранньої появи таких викришувань за рахунок появи тріщин у зонах концентрації напружень на неоднорідностях структури матеріалу.

Але навіть побіжний аналіз рейок колії (рис. 7) свідчить про те, що основною причиною появи дефектів типу 10 і 11 є високі контактні напруження, що притаманні механічній системі колесо – рейка. Це підтверджується даними інших дослідників [18 – 20]. Так, аналіз результатів досліджень, що проведені на експериментальному полігоні ВНДІЗТ, свідчить [20], що і на магістральних залізничних лініях має місце поетапний розвиток дефектів – від появи поверхневих тріщин контактної втоми до викришувань (дефекти 10 і 11), а у деяких випадках до виникнення поперечних тріщин (дефект 21), причому лише деякі з указаних дефектів пов'язані з технологічними недоліками виготовлення рейок.



Рис. 7. Загальний вигляд рейок колії метрополітену

На рис. 7 зображені рейки колії, що ушкоджені контактними дефектами (ділянка Театральна – Хрещатик, крива $R=400$ м, нетермомозміцнені рейки Р50, близько півроку експлуатації, середня площа дефектів $25 - 35 \text{ мм}^2$, глибина $< 1 \text{ мм}$). Як видно, дефекти зосереджені у вузькій смужці, де відбувався контакт колеса з рейкою.

Звісно, дослідження з встановлення причин росту дефектності рейок мають бути комплексними і потребують значного часу, проте деякі висновки можна зробити, якщо оцінити рівень контактних напружень при взаємодії рейок з колесами різних профілів, оскільки саме контактні напруження є основними чинниками появи дефектів вказаного типу

Ця задача була вирішена для реальних розмірів трьох типів рейок (Р50, Р65 і UIC60) і коліс двох типів з урахуванням реальних умов контакту. Розглянуто два типи профілів бандажів коліс рухомого складу. Один з них відповідає колесу за ГОСТ 9036-88 [21] (надалі – колесо 1-го типу), другий – має профіль, що був розроблений ЗАТ «МІНТЕК» (надалі – колесо 2-го типу). Колеса 2-го типу використовуються у Київському метрополітені у даний час, а їх впровадження почалось саме у 2007 р. До цього використовували колеса 1-го типу. Основні розміри обох профілів подані на рис. 8. Діаметри коліс за колом кочення були однаковими і дорівнювали 780 мм.

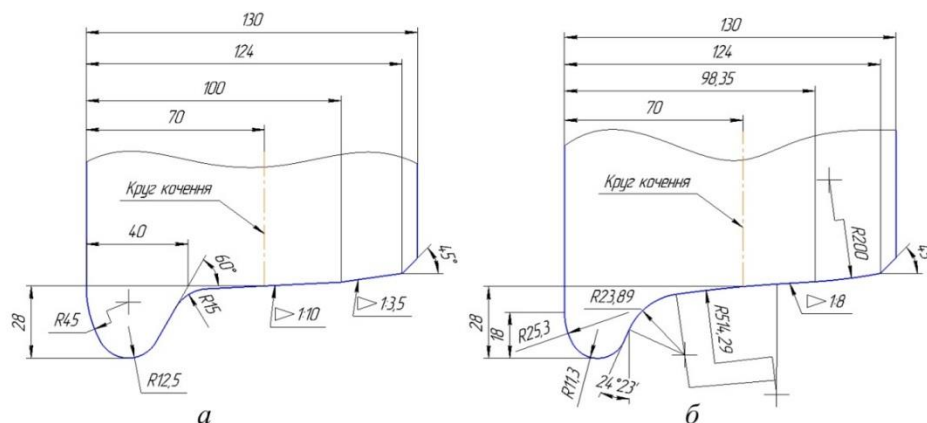


Рис. 8. Профілі бандажів вагонних коліс:
 а – відповідно до ГОСТ 9036-88(колесо 1-го типу);
 б – розробка ЗАТ «МІНТЕК» (колесо 2-го типу)

Для визначення полів напружень і деформацій у зоні контакту рейки з колесом використовували геометричну модель, яка являла собою ділянку рейки довжиною 600 мм (міжшпальна відстань) з шарнірними опорами на торцях, що певною мірою забезпечує урахування впливу величини вертикального прогину рейки на розміри площадки контакту (рис. 9).

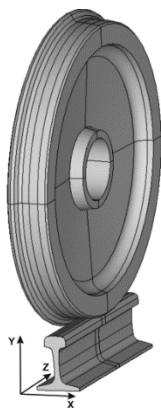


Рис. 9. Геометрична модель контактної взаємодії колеса та рейки

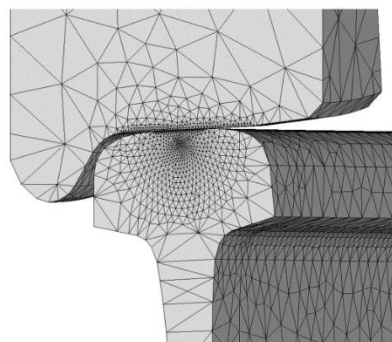


Рис. 10. Фрагмент геометричної моделі в зоні контакту

У центральній частині моделі рейки була виділена зона, яка у три рази перевищувала за розмірами очікувану площадку контакту. У цій зоні розміри скінченних елементів значно зменшували (фрагмент сітки у розрахунковому перерізі подано на рис. 10) для підвищення точності розрахунку напружень і деформацій. Достатня точність розв'язання даної крайової задачі забезпечується при середній довжині ребер скінченних елементів у 0,5 мм.

Вихідними даними для побудови геометричних моделей були рейки Р50, Р65 та УІС60, що укладені з ухилами 0, 1:20 та 1:40 на бетонних шпалах з епюрою 1680 шт/км (міжшпальна відстань 60 см) і два типи вагонних коліс (див. вище). Осьове навантаження на колесо для усіх варіантів розрахунків було однаковим і складало 75 кН, що відповідає середньому навантаженню (≈ 150 кН) на вісь візка вагона метрополітену. Зауважимо, що задачі розв'язувались у пружній постановці, тому величина осьового навантаження не впливає на якісні результати даного чисельного експерименту.

Щодо характеристик механічних властивостей матеріалів, то у чинних стандартах України відсутні дані про пружнопластичні властивості рейкових і колісних сталей навіть при простому розтяганні, не кажучи вже про циклічне деформування. Тому всі розрахунки виконували з використанням механічних характеристик рейкової сталі перлітного класу BS 11 [22]. Ця сталь використовується для виготовлення залізничних рейок у країнах Західної Європи і має механічні властивості, що подібні до властивостей вітчизняної рейкової сталі, яка використовується для виробництва нетермомцнених рейок Р50. Основні механічні характеристики вказаної сталі: модуль пружності при розтяганні $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона

$\nu=0,3$; межа текучості $\sigma_T=480$ МПа. Механічну поведінку матеріалу колеса вважали пружною з параметрами пружності: модуль пружності при розтяганні $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu=0,3$.

У результаті розрахунків було отримано всі компоненти тензорів напружень і деформацій, а також векторів переміщень у кожній точці розрахункового перерізу рейки. За відомими компонентами напружень і деформацій розраховували також еквівалентні напруження і деформації:

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)};$$

$$\varepsilon_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}(1 + \mu)} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{xz}^2)},$$

а також головні напруження і деформації, максимальні дотичні напруження та максимальні деформації зсуву. Декартова система координат, що використовувалась при проведенні розрахунків, подана на рис. 9. Результати розрахунків наведені у вигляді картин ізоліній полів відповідних характеристик напружено-деформованого стану (НДС), що дає можливість проводити якісний аналіз числових даних, загальний обсяг яких сягає кількох сотень мегабайт.

Нижче аналізуються дані розрахунку наведених варіантів тривимірної задачі контактної взаємодії залізничної рейки з колесом рухомого складу на прямолінійній ділянці колії.

Розглянемо більш докладно результати 1-го варіанта розрахунків, а саме: контакту рейки Р50 з ухилом 1:20 та колеса за ГОСТ 9036-88. На рис. 11 наведено розподіл контактного тиску на площадці контакту.

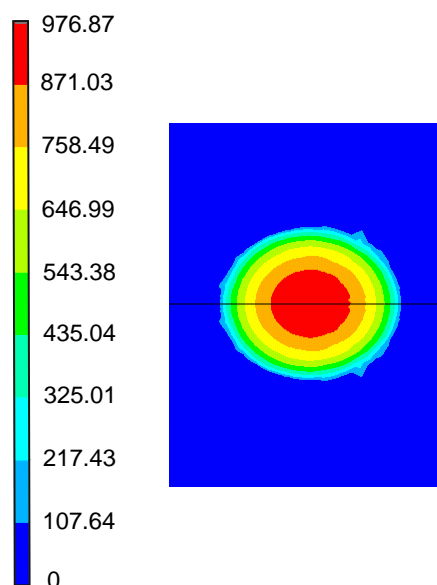


Рис. 11. Розподіл контактного тиску на поверхні рейки

Видно, що форма контактної площадки є еліптичною (розміри осей еліпса складають: у поздовжньому напрямку рейки 11,1, у поперечному – 13,25 мм). Горизонтальна координата центру еліпса дорівнює 58.33 (ширина голівки рейки Р50 – 70 мм, підшви – 132 мм, горизонтальна координата вертикальної осі симетрії рейки – 66 мм). Така форма контактної площадки обумовлена тим, що у даному випадку радіус кривини рейки у зоні контакту становить 500 мм, а радіус кривини колеса по колу кочення – 390 мм. Тому поперечна вісь еліпса є більшою за поздовжню. Центр площадки контакту за даних умов (прямолінійна ділянка колії з ухилом рейки 1:20) зміщений на кілька міліметрів від вертикальної осі рейки у бік лівої (робочої) грані.

Зауважимо, що врахування пластичних деформацій призведе до збільшення розмірів контактної площадки, а це, в свою чергу, зменшить максимальну величину контактного тиску [15]. Проте для визначення якісного впливу форми (профілю) поверхні кочення колеса на величину контактних напружень достатньо розв'язання цієї задачі у пружній постановці. Всі нормальні напруження у центральній зоні контакту є стискаючими. Найбільшими за абсолютною величиною серед них є напруження σ_y , що діють вздовж вертикальної осі рейки (система координат показана на рис. 9). Їх значення досягає 1000 МПа у центрі контактної площадки (рис. 12). На відміну від компонентів тензору напружень, що мають лише від'ємні значення у зоні контакту, деякі компоненти тензору лінійних деформацій є розтягуючими. Так, лінійні деформації у поперечному напрямку ε_x на поверхні рейки є розтягуючими, а під поверхнею – стискаючими. Лінійні деформації вздовж осі Y є стискаючими в усій контактній зоні. Лінійні деформації вздовж осі рейки ε_z на поверхні кочення від'ємні, а під поверхнею – додатні.

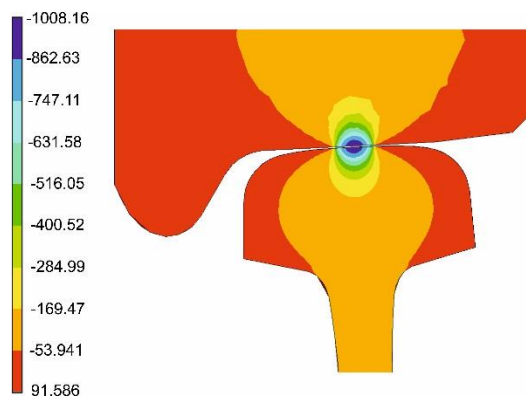


Рис. 12. Розподіл нормальних напружень σ_y у перерізі рейки

Максимальні еквівалентні напруження сягають величини у 610 МПа (рис. 13) і перевищують границю текучості рейкової сталі (480 МПа). Точка, в якій реалізуються максимальні еквівалентні напруження, розташована на глибині 3,12 мм від поверхні кочення голівки рейки. Надалі цю точку будемо називати небезпечною. У околі небезпечної точки можливою є поява пластичних деформацій.

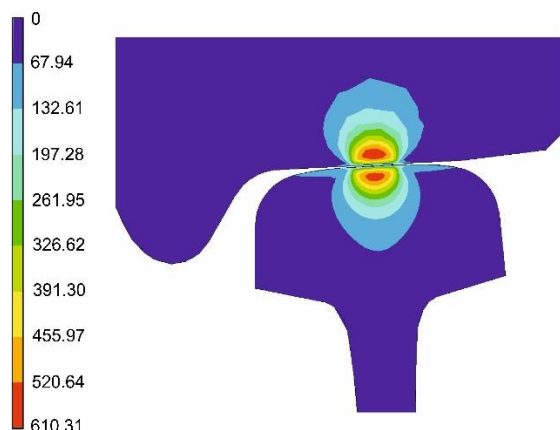


Рис. 13. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} у перерізі рейки

Розподіл дотичних напружень (рис. 14) у поздовжньому (площина YZ) перерізі рейки вказує на те, що при проході колеса візка через розрахунковий переріз дотичні напруження τ_{yz} у небезпечній точці змінюють свій знак. Це вказує на циклічну зміну положення головних осей тензорів напружень і деформацій при проходженні коліс рухомого складу через розрахунковий переріз.

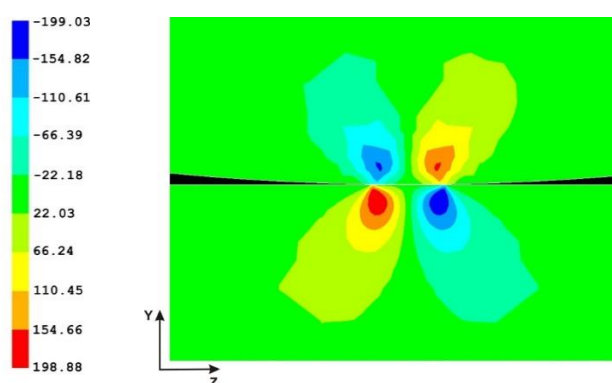


Рис. 14. Розподіл дотичних напружень τ_{yz} у поздовжньому перерізі рейки

В поперечній площині максимальна величина дотичних напружень у небезпечній точці складає майже 200 МПа (рис. 15).

Якісно схожі результати були отримані і для інших варіантів розрахунків.

Під час проході колісної пари візка кожне із напружень у розрахунковому перерізі рейки змінюється за своїм законом. Для нормальних напружень реалізується пульсуючий цикл з невеликим коефіцієнтом асиметрії, для дотичних напружень – знакозмінний цикл з великим коефіцієнтом асиметрії (близьким до -1). Для нормальних напружень

максимальні за абсолютною величиною значення відповідають моменту проходження колеса через розрахунковий переріз.

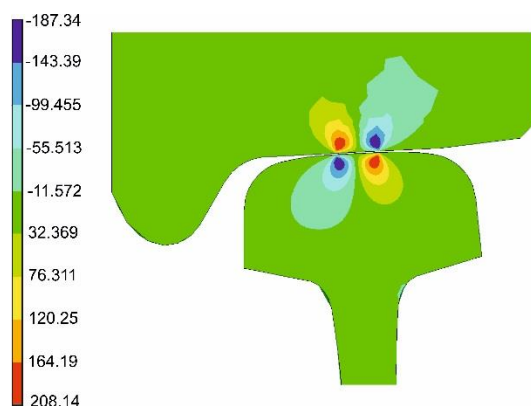


Рис. 15. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} у поперечному перерізі рейки

Для дотичних напружень, навпаки, у момент, коли колесо знаходиться над розрахунковим перерізом, їх величина близька нулю (це пов'язано з тим, що напрямки дії нормальних напружень майже збігаються з напрямками головних осей тензора напружень, а як відомо, за таких умов дотичні напруження дорівнюють нулю).

Варто мати на увазі, що в умовах об'ємного непропорційного циклічного пружно-пластичного навантаження, яке є характерним при контактній взаємодії рейок і коліс, крім втомних пошкоджень можуть також накопичуватися квазістатичні пошкодження, що пов'язані з явищем одностороннього накопичення деформацій у якому-небудь напрямку (так звана циклічна повзучість). У випадку одноосного навантаження циклічна повзучість спостерігається лише у випадку, коли середнє напруження циклу відмінне від нуля. При непропорційному циклічному навантаженні це явище мало вивчене, хоча відомо, що необоротне накопичення деформацій спостерігається в тих випадках, коли одні компоненти тензора напружень постійні, а інші циклічно змінюються (наприклад, знакозмінне циклічне кручення при постійному стискаючому напруженні).

Таким чином, отримані дані свідчать про можливість накопичення лінійних деформацій при циклічному деформуванні рейки при її взаємодії з колесами рухомого складу, що може призвести до появи тріщин малоциклової втоми. Кінетика процесу накопичення лінійних деформацій буде залежати, зокрема, від характеру циклічного зміцнення (або знеміцнення) рейкової сталі. Але у будь-якому разі цей процес буде затухаючим, тому що із необоротним збільшенням величини пластичних деформацій буде збільшуватись величина контактної площадки, а відтак, напруження будуть зменшуватись. Детальний аналіз цих явищ потребує як експериментального вивчення процесів деформування і накопичення пошкоджень рейкової сталі в умовах мало – і багатоциклової втоми, так і чисельного моделювання циклічної контактної взаємодії рейки з колесом.

Повну картину напружено-деформованого стану рейки можна отримати, якщо до контактних напружень і деформацій додати напруження і деформації від вигину рейки під дією колісної пари та від кручення за рахунок позацентрового прикладення

навантаження. Для точних розрахунків слід врахувати також залишкові (технологічні) та температурні напруження. Тому наведені нижче оцінки впливу конструктивних параметрів колії і коліс рухомого складу на напружено-деформований стан рейок можна вважати лише якісними.

Розглянемо вплив профілю бандажу колеса на величини контактних тисків та максимальних еквівалентних напружень у контактній зоні для різних типів рейок (дані наведено у таблицях 1 – 4).

В табл. 1 і 2 наведені дані про розміри площадки контакту. Форму площадки контакту умовно прийнято еліптичною (a і b – розміри осей еліпса), оскільки для деяких комбінацій колеса, рейки і підуклонки спостерігається відхилення від вказаної форми. Так, у випадку взаємодії колеса першого типу і рейки UIC60 без ухилу форма контактної площадки має наступний вигляд (рис. 16).

Звичайно рейки укладаються в колію з певним ухилом, як правило, його величина дорівнює 1:20. Проте, якщо жорсткість підрейкової основи недостатня, це може призвести до зменшення ухилу. Тому розрахунки були проведені для різних ухилів рейок.

Якщо порівнювати рівні максимальних еквівалентних напружень для різних варіантів типів рейок і профілів бандажів коліс (табл. 3 і 4), то можна зробити висновок, що найкращою (у сенсі зниження контактних напружень) є комбінація рейки P50 (або P65) з ухилом 1:20 та колеса з конусністю 1:10 (колесо 1-го типу за ГОСТ 9036-88).

Таблиця 1. Рівні максимальних контактних тисків P_{\max} та розміри контактних площадок при взаємодії колеса 1-го типу із рейками різних типів

	Рейка P50			Рейка P65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
P_{\max} , МПа	1882	978	1600	1900	979	1610	1895	1153	1161
Поздовжня вісь a , мм	14,52	11,10	13,20	14,44	11,4	13,50	14,42	12,3	12,9
Поперечна вісь b , мм	5,31	13,25	8,46	5,32	13,18	8,43	5,24	10,37	9,96

Таблиця 2. Рівні максимальних контактних тисків P_{\max} та розміри контактних площадок при взаємодії колеса 2-го типу із рейками різних типів

	Рейка P50			Рейка P65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
P_{\max} , МПа	1766	1761	1762	1773	1751	1771	1788	1750	1765
Поздовжня вісь a , мм	14,32	14,22	14,46	14,26	14,24	14,35	14,08	14,34	14,41
Поперечна вісь b , мм	5,31	5,73	5,69	5,68	5,74	5,68	5,67	5,77	5,73

При використанні профілю ЗАТ «МІНТЕК» рівень максимальних еквівалентних напружень у зоні контакту перевищує 1000 МПа для усіх типів рейок, що значно перевищує границю текучості рейкової сталі.

Ці дані ясно свідчать про те, що за однакових умов експлуатації використання колісного профілю, що запропонований ЗАТ «МІНТЕК», призведе до більшої кількості пошкоджень контактної-втомного походження, а відтак, до значного зменшення довговічності рейок.

Цей висновок підтверджується тим фактом, що після введення у 2007 р. даного колісного профілю в експлуатацію на лініях Київського метрополітену зафіксовано значне збільшення кількості контактних-втомних дефектів типу 11.2. Очевидно, що в умовах метрополітену використання такого профілю коліс є недоцільним за наявних конструкцій колії. Слід зауважити, що цей висновок не стосується магістральних колій, оскільки на лініях метрополітену курсує однотипний рухомий склад і осові навантаження порівняно невеликі. Проте для остаточних висновків потрібні подальші дослідження.

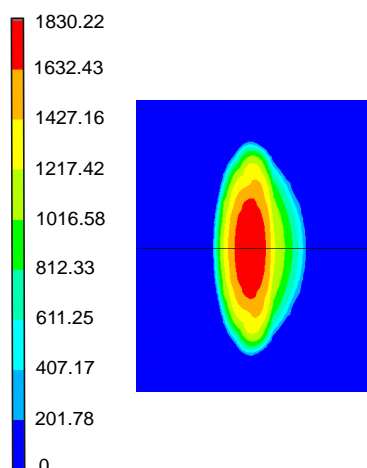


Рис. 16. Розподіл контактної тиску на поверхні рейки UIC60 без ухилу

Таблиця 3. Рівні максимальних контактних напружень при взаємодії колеса 1-го типу із рейками різних типів

Рівень напружень	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
σ_y , МПа	-1896	-1008	-1602	-1884	-1045	-1610	-1890	-1008	-1380
τ_{xy} , МПа	470	208	421	480	208	413	478	273	288
σ_{eqv} , МПа	1136	610	1000	1155	613	938	1093	726	737

Таблиця 4. Рівні максимальних контактних напружень при взаємодії колеса 2-го типу із рейками різних типів

Рівень напружень	Рейка Р50			Рейка Р65			Рейка UIC60		
	Величина ухилу			Величина ухилу			Величина ухилу		
	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40	0	1:20	1:40
σ_y , МПа	-1777	-1763	-1756	-1806	-1848	-1817	-1825	-1770	-1823
τ_{xy} , МПа	476	463	466	473	464	470	472	463	463
σ_{eqv} , МПа	1068	1024	1093	1106	1078	1097	1104	1010	1072

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шейнман Е. Л. Дефекты рельсов. /Обзор зарубежных изданий // Путь и путевое хозяйство. – 2007. – № 3. – С. 29 – 32.
2. Cannon D.F., Edel K.-O., Grassie S.L., Sawley K. Rail defects: an overview // Fatigue Fracture Engng. Mater. Struct. – 2003. – 26. – P. 865 – 887.
3. Харрис У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса. / Пер. с англ. // У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 302 с.
5. Горячева И.Г. Механика контактного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.
6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с.
7. Sladkowski A., Sitarz M. Analysis of wheel-rail interaction using FE software // Wear. – 2005. – 258. – P. 1217 – 1223.
8. Ringsberg J.W., Lindbäck T. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25. – P. 547 – 558.
9. Kapoor A., Beynon J.H., Fletcher D.I., Loo-Morrey M. Computer simulation of strain accumulation and hardening for pearlitic rail steel undergoing repeated contact // J. Strain Analysis. – 2004. – 39. – P. 383 – 396.
10. Akama M. Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue cracks in wheel/rail systems // Quart. Rep. of RTRI. – 2007. – 48. – № 1. – P. 8 – 14.
11. Ringsberg J.W. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 575 – 586.
12. Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zegloul A. Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel // Tribology International. – 2010. – 43. – P. 585 – 593.
13. Jiang Y., Sehitoglu H. A model for rolling contact failure // Wear. – 1999. – 224. – P. 38 – 49.
14. Косарчук В. В., Азарков О.В. К методике прогнозирования долговечности рельсов // Зб. наук. праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – 2011. – Вип. 18. – С. 61 – 72.
15. Косарчук В. В., Азарков О.В. Прогнозирование долговечности рельсов по критерию возникновения трещин контактной усталости // Зб. наук. праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – 2012. – Вип. 20. – С. 77 – 90.
16. Встановлення умов експлуатації рейок на коліях Київського метрополітену / Державний економіко-технологічний університет транспорту; керівник Даніленко Едуард Іванович; викон. : Даніленко Е. І., Косарчук В. В., Карпов М. І. [та ін.]. – Київ, 2014. – 131 с.
17. Класифікація і каталог дефектів і пошкоджень елементів стрілочних переводів та рейок залізниць України (ЦП-0060, 0061)/ За ред. Е.І. Даніленко, А.М. Орловського. – К.: Міністерство транспорту України, 2000. – 148 с.
18. Zerbst U., Lunden R., Edel K.-O., Smith R.A. Introduction to the damage behaviour of railway rails – a review // Engng. Fracture Mech. – 2009. – №76. – P. 2563 – 2601.
19. Ekberg A., Kabo E., Andersson H. An engineering model for rolling contact fatigue // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2002. – 25. – P. 899 – 909.
20. Рейхарт В.А. Анализ дефектов рельсов // Путь и путевое хозяйство. – 2001. – №4. – С. 22 – 25.
21. ГОСТ 9036-88. Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 15 с.

22. Ringsberg J.W. Cyclic ratcheting and failure of a pearlitic rail steel // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2000. – 23. – P. 747 – 758.

REFERENCES

1. Sheinman E. L. *Defektu relsov. / Obzor zarubezhnykh yzdaniy // Put y putevoe khoziaistvo. – 2007. – № 3. – S. 29 – 32.*
2. Cannon D.F., Edel K.-O., Grassie S.L., Sawley K. *Rail defects: an overview // Fatigue Fracture Engng. Mater. Struct. – 2003. – 26. – P. 865 – 887.*
3. Kharrys U.Dzh. *Obobshchenye peredovoho opyta tiazhelovesnogo dvyzheniya: voprosy vzaymodeistviya koleza y relsa./ Per. s anhl. // U. Dzh. Kharrys, S.M. Zakharov, Dzh. Landhren, Kh. Turne, V. Эbersen – M.: Yntekst, 2002. – 408 s.*
4. Halyn L.A. *Kontaknyye zadachy teoryy upruhosty y viazkoupruhosty. – M.: Nauka, 1980. – 302 s.*
5. Horiacheva Y.H. *Mekhanika kontaktnoho vzaymodeistviya. – M.: Nauka, 2001. – 478 s.*
6. Dzhonson K. *Mekhanika kontaktnoho vzaymodeistviya. – M.: Myr, 1989. – 509 s.*
7. Sladkowski A., Sitarz M. *Analysis of wheel-rail interaction using FE software // Wear. – 2005. – 258. – P. 1217 – 1223.*
8. Ringsberg J.W., Lindbäck T. *Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25. – P. 547 – 558.*
9. Kapoor A., Beynon J.H., Fletcher D.I., Loo-Morrey M. *Computer simulation of strain accumulation and hardening for pearlitic rail steel undergoing repeated contact // J. Strain Analysis. – 2004. – 39. – P. 383 – 396.*
10. Akama M. *Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue cracks in wheel/rail systems // Quart. Rep. of RTRI. – 2007. – 48. – № 1. – P. 8 – 14.*
11. Ringsberg J.W. *Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 575 – 586.*
12. Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zeghloul A. *Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel // Tribology International. – 2010. – 43. – P. 585 – 593.*
13. Jiang Y., Sehitoglu H. *A model for rolling contact failure // Wear. – 1999. – 224. – P. 38 – 49.*
14. Kosarchuk V. V., Aharkov O.V. *K metodyke prohnozyrovaniya dolhovechnosti relsov // Zb. nauk. prats DETUT. Seriiia «Transportni systemy i tekhnolohii». – 2011. – 18. – S. 61 – 72.*
15. Kosarchuk V. V., Aharkov O.V. *Prohnozyrovanye dolhovechnosti relsov po kryteriyu voznyknoventiya treshchyn kontaktnoi ustalosty // Zb. nauk. prats DETUT. Seriiia «Transportni systemy i tekhnolohii». – 2012. – 20. – S. 77 – 90.*
16. *Vstanovlennia umov ekspluatatsii reioik na kolyiakh Kyivskoho metropolitenu / Derzhavnyi ekonomiko-tekhnolohichniy universytet transportu; kerivnyk Danilenko Eduard Ivanovych; vykon. : Danilenko E. I., Kosarchuk V. V., Karpov M. I. [ta in.]. – Kyiv, 2014. – 131 s.*
17. *Klasyfikatsiia i kataloh defektiv i poskodzhenykh elementiv strilochnykh perevodiv ta reioik zaliznyts Ukrainy (TsP-0060, 0061)/ Za red. E.I. Danilenko, A.M. Orlovskoho. – K.: Ministerstvo transportu Ukrainy, 2000. – 148 s.*
18. Zerbst U., Lunden R., Edel K.-O., Smith R.A. *Introduction to the damage behaviour of railway rails – a review // Engng. Fracture Mech. – 2009. – 76. – P. 2563 – 2601.*
19. Ekberg A., Kabo E., Andersson H. *An engineering model for rolling contact fatigue // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2002. – 25. – P. 899 – 909.*
20. Reikhart V.A. *Analyz defektov relsov // Put y putevoe khoziaistvo. – 2001. – №4. – S. 22 – 25.*
21. HOST 9036-88. *Kolesa tselnokatannye. Konstruktsiia y razmery. – M.: Yzd-vo standartov, 1989. – 15 s.*
22. Ringsberg J.W. *Cyclic ratcheting and failure of a pearlitic rail steel // Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct. – 2000. – 23. – P. 747 – 758.*

*В. В. Косарчук, д.т.н., професор
(заведуючий кафедри «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)
Э. И. Даниленко, д.т.н., професор
(заведуючий кафедри «Железнодорожный путь и путевое хозяйство»,
ГУИТ)
О. В. Агарков, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)
О. Ю. Рафальський
(ассистент кафедри «Теоретическая и прикладная механика», ГУИТ)*

**ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ВАГОННЫХ КОЛЕС НА УРОВЕНЬ
КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЛЬСАХ**

Приведены результаты численного моделирования контактного взаимодействия рельсов с колесами подвижного состава метрополитена. Дана оценка влияния профиля колес на уровень контактных напряжений в рельсах различных типов.

Ключевые слова: рельсы, контактные напряжения, колесный профиль, контактно-усталостные дефекты, метод конечных элементов.

*Valeriy V. Kosarchuk, Doctor of Science (Engineering), Professor
(Head of the Department of Theoretical and Applied Mechanics, State University of
Infrastructure and Technologies)*

*Eduard I. Danilenko, Doctor of Science (Engineering), Professor
(Head of the Department of Railroad Track and Track Facilities State University of
Infrastructure and Technologies)*

*Oleksandr V. Agarkov, Ph.D. (Engineering)
Associate Professor, Department of Theoretical and Applied Mechanics, State Uni-
versity of Infrastructure and Technologies)*

*Oleh Rafalskyi
(Assistant Professor, Department of Theoretical and Applied Mechanics, State Uni-
versity of Infrastructure and Technologies)*

**THE INFLUENCE OF WHEEL PROFILE OF THE CAR
ON THE LEVEL CONTACT STRESS IN RAILS**

The results of numerical simulation of contact interaction of rails with the wheels of underground's rolling stock are considered. The influence of wheel profile on the level of contact stresses in the rails of various types was discussed.

Keywords: rails, contact stresses, wheel profile, contact-fatigue defects, finite element method.

Стаття надійшла до редакції 21.11.2017 р.

УДК 658.562: 629.421.1

В. І. Бульба

(інженер технічного відділу служби приміських пасажирських перевезень Регіональної філії «Південна залізниця», м. Харків)

ВДОСКОНАЛЕННЯ МОНІТОРИНГУ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

Предметом дослідження є розробка методу акустичного моніторингу тягових передач при виконанні технічного обслуговування електропоїздів. На підставі розробленої технології пропонується одержання й реєстрація акустичних сигналів редуктора тягової передачі. При цьому відповідна колісна пара моторного візка за допомогою гідравлічного домкрата піднімається над головою рейки, а на тяговий електродвигун подається живлення від стороннього низьковольтного джерела постійного струму. Коли колісна пара досягне стабільного обертання, здійснюється реєстрація акустичного сигналу на корпусі тягового редуктора, за допомогою спеціального датчика, з наступним його записом на магнітофон. Запропоновано метод виділення циклічної часової складової з повного акустичного сигналу на основі збігу відповідних зубів великого зубчастого колеса й шестірні тягового редуктора. У дослідженнях формалізована задача фрактального аналізу отриманих акустичних сигналів і розроблена спеціальна програма для її реалізації. Технічний стан тягового приводу пропонується оцінювати на основі фрактального аналізу акустичного сигналу за розрахунковим значенням показника Херста. Встановлені оціночні градаційні межі зміни числових значень цього показника, які дають можливість визначати працездатність тягових передач. Отримані результати такого моніторингу дозволяють встановити появу й розвиток дефектів у тягових передачах під час експлуатації електропоїзда.

Ключові слова: аналіз, зубоспівпадіння, моніторинг, показник Херста, сигнал, тягова передача, фрактал, електропоїзд.

Постановка проблеми. Для передачі потужності на електропоїздах існує спеціальний тяговий привід, коли для тяги використовується електродвигун, тягове зусилля якого передається безпосередньо на ведучу колісну пару.

За своїми конструктивними властивостями доступ до тягового приводу при його експлуатації й обслуговуванні ускладнений. Це створює окремі проблеми у визначенні технічного стану даного вузла, а також вимагає впровадження сучасних системних методів і технічних засобів для одержання актуальних об'єктивних даних про його працездатність. До них, насамперед, варто віднести моніторинг, що дозволяє без розбирання одержати дані, які несуть у собі всю необхідну інформацію про технічний стан тягового приводу. Тому запропонований напрям досліджень є своєчасним і актуальним.

© Бульба В. І., 2018

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На цей час існує значна кількість фізичних методів неруйнівного контролю. Вони застосовуються у вітчизняній і закордонній практиці для оцінки якості матеріалів і виробів. Серед них особливе місце займає акустичний контроль. Він, як правило, заснований на вимірюваннях пружних коливань, що збуджуються або виникають в об'єкті, який досліджується [1]. Пошук в Інтернеті за запитом «моніторинг та акустичні сигнали» дає понад 70 тисяч посилань. Тому залучення широкого кола фахівців і різноманітних методів досліджень лише підкреслює нерозв'язаність даної проблеми. Серед найбільш значимих наукових публікацій за даною проблемою можна виділити такі.

У роботі [6] викладені фізичні основи, методи й засоби акустичного контролю, як одного з найпоширеніших видів моніторингу. Зазначено, що неруйнівний контроль і моніторинг – це важливі складові частини, які визначають проблему безпеки. У дослідженнях [3] розглядаються загальні положення моніторингу тягових передач, а також аналізується використання для їх діагностики характерні властивості акустичного шуму й вібрації. У роботі [1] розглянуті питання акустичної діагностики і шляхи розповсюдження коливальної енергії по машинних конструкціях. Робота [13] присвячена розгляду основних методів акустичної діагностики, які передбачають аналіз шумового сигналу, що пов'язаний з роботою механізму і здобуття з нього корисної інформації. Публікація [6] присвячена віброакустичним методам, які використовуються для вимірювання низькочастотних і високочастотних коливань систем і елементів транспортних засобів. У роботі [9] розглянутий формат акустичного WAV-файлу, що визначає структуру й особливості його обробки на комп'ютері.

Необхідно відзначити, що практично всі дослідження з обробки акустичних сигналів спираються, за своєю суттю, на спектральний Фур'є аналіз і його результати, який дозволяє охарактеризувати тільки частотний склад сигналу, що вимірюється. Тому останні роки ознаменувалися все зростаючим інтересом до пошуку моделей нелінійного поведіння сигналів, приймаючи їх як часові ряди. Це пояснюється тим, що нелінійні моделі можуть уловлювати дуже складні процеси, на основі теорії хаосу [4]. Найбільш адекватним математичним апаратом для дослідження динаміки й структури таких рядів є фрактальний аналіз, особливе значення якого полягає в тому, що він здатний урахувати поведінку системи не тільки в період вимірювань, але й її передісторію [7, 14].

Опису самоподоби (фрактальності) різних явищ у природі й техніці присвячений значний обсяг досліджень. Серед них можна виділити основні наукові дослідження про фрактали [12]. Постійно публікуються роботи, які присвячені фрактальним властивостям систем і регулярно видається спеціалізований журнал *Fractals* [17-21].

Окремим, важливим питанням, щодо застосування фракталів є аналіз часових рядів, до яких зокрема запропоновано відносити отримані акустичні сигнали. Як правило, інформація про поведінку складних систем утворюється у вигляді саме таких експериментальних даних. Це й послужило, у свою чергу, відправною точкою щодо застосування даного напрямку для моніторингу тягових передач електропоїздів.

Метою роботи є створення методу моніторингу тягових передач електропоїздів на основі застосування фрактального аналізу.

Для досягнення цієї мети були виділені такі задачі:

– провести аналіз сучасних наукових досягнень в галузі акустичного контролю та перспектив щодо їх подальшого розвитку;

- розробити організацію робіт щодо отримання моніторингових параметрів на тяговій передачі електропоїзда;
- провести фрактальний аналіз отриманих акустичних сигналів за показником Херста та оцінити їх передбачуваність відповідно виявлених дефектів у тягових передачах електропоїздів;
- виконати експериментальні дослідження і підтвердити адекватність отриманих результатів.

Викладення основного матеріалу. Тягова передача електропоїзда є одним із лімітуючих вузлів, що забезпечує безпеку його руху. Вона має свої особливості. Конструктивно кожна тягова передача закривається спеціальним кожухом і визначити без його розкриття обслуговуючому персоналу, у якому вона перебуває стані просто неможливо. Візуальним оглядом можна виявити тільки пошкодження цього кожуха й тільки. На підставі цього постає задача здійснення швидкого («експрес») моніторингу тягової передачі електропоїзда з метою оцінки її технічного стану на кожному технічному обслуговуванні ТО-3 або поточному ремонті ПР-1. Такий моніторинг запропоновано здійснювати на основі отримання та подальшого аналізу акустичних сигналів.

Організація акустичного моніторингу тягових передач електропоїздів передбачала виконання наступних операцій.

Перед початком вимірювань колісна пара моторного вагона електропоїзда піднімалась за допомогою гідравлічних домкратів на висоту 5 – 7 мм над головкою рейки (рис. 1).

Після цього на тяговий електродвигун, який пов'язаний з тяговою передачею, що перевірялася, подавалась знижена напруга від зварювальної живильної мережі.

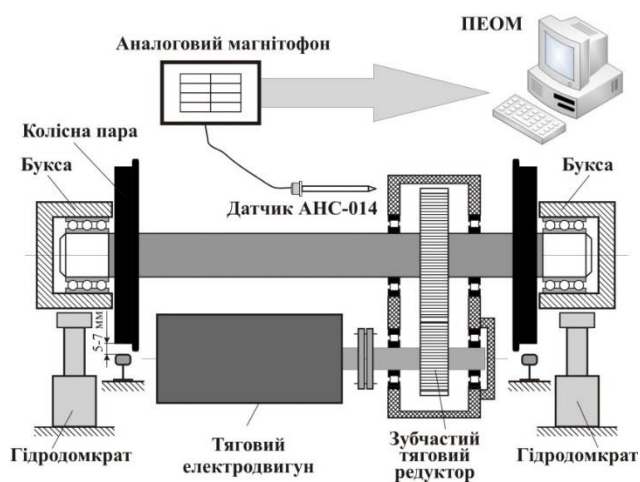


Рис. 1. Схема вимірювання акустичного сигналу

Коли колісна пара досягала стійкого обертання її частота вимірювалась за допомогою спеціального лазерного тахометра (рис. 2б). Після цього датчик АНС-014 (рис. 2, а) прикладався до кожуха тягового редуктора у визначеному місці і здійснювався запис акустичного сигналу на аналоговий магнітофон. У подальшому цей сигнал пересилався на комп'ютер для його обробки.



Рис. 2. Загальний вид датчика АНС-014 (а) і лазерного безконтактного тахометра DT2234C (б)

Аналіз отриманого акустичного сигналу на ПЕОМ здійснювався на основі фрактальної оцінки за показником Херста (метод **R/S** аналізу) за спеціально розробленою програмою. Приймалося, що досліджуваний акустичний сигнал можна ототожнити із часовим рядом (де за часом змінюється амплітуда сигналу) [10]. Насамперед, необхідно встановити чи є досліджуваний ряд фрактальним або просто стохастичним процесом. Для цієї мети визначалась фрактальна розмірність D як:

$$D = 2 - H, \quad (1)$$

де H – показник Херста.

Якщо розмірність D , яка отримувалась в результаті розрахунків, мала дробове значення і складала більше одиниці ($D > 1$), то вважалось, що досліджуваний часовий ряд є фрактальним і має всі необхідні особливості для його фрактальної оцінки.

Показник Херста визначався таким чином [10]. Стосовно до акустичного сигналу приймалося, що він являє собою часову залежність $y(t)$, з різними значеннями величин амплітуд у протягом дискретних цілочисельних моментів часу t . Уявімо собі, що y є деякою накопиченою величиною, яка може бути представлена як сума деяких елементарних внесків Δt у деякому обмеженому інтервалі часу t від 1 до τ . Тоді середнє значення тимчасового ряду визначиться як:

$$\bar{y}(\tau) = \frac{1}{\tau} \sum_{t=1}^{\tau} \Delta y(t), \quad (2)$$

або

$$\bar{y}(\tau) = \frac{y(\tau)}{\tau}. \quad (3)$$

Після цього обчислювалось накопичене відхилення ряду вимірювань $\Delta y(t)$ від середнього $\bar{y}(\tau)$:

$$y(t, \tau) = \sum_{i=1}^t [\Delta y(i) - \bar{y}(\tau)]. \quad (4)$$

Різниця між максимальними і мінімальними значеннями (розмах) процесу $y(t)$ на інтервалі часу τ визначалась як:

$$R = \max_{1 \leq t \leq \tau} y(t, \tau) - \min_{1 \leq t \leq \tau} y(t, \tau). \quad (5)$$

Середньоквадратичне відхилення приростів випадкового процесу на інтервалі τ буде складати:

$$S = \sqrt{\frac{1}{\tau} \sum_{t=1}^{\tau} [\Delta y(t) - \bar{y}(\tau)]^2}, \quad (6)$$

де $\Delta y(t)$ – елементарне збільшення $y(t)$ на кроці t .

Розмах цього ряду визначався як співвідношення:

$$R/S = (a \cdot \tau)^H, \quad (7)$$

де a – постійна Херста, яка приймалась у розрахунках $a = 0,5$ [12].

Далі отримані значення логарифмувалися:

$$\ln \left(\frac{R}{S} \right) = \ln (a \cdot \tau)^H = H \ln(a \cdot \tau) = H [\ln(\tau) + \ln a]. \quad (8)$$

Після цього, використовуючи заміну $\ln(\tau) = \varphi$ й $H \ln(a) = c$ масив апроксимувався лінійною залежністю:

$$f(\varphi) = H \varphi + c. \quad (9)$$

Показник Херста знаходився шляхом визначення тангенсу нахилу прямої даної лінійної залежності. Отриманий при розрахунках показник Херста для акустичного сигналу, з погляду оцінки працездатності тягової передачі електропоїзда, інтерпретувався таким чином [10].

Якщо показник Херста знаходився в інтервалі $0 < H < 0,5$, то значення досліджуваного тимчасового ряду (сигналу) не є незалежними. Кожне з них несе пам'ять про попередні події. У цьому випадку час є важливим чинником, який впливає на всю систему (тягову передачу в цілому). Даний діапазон відповідає антиперсистентному

(ергодичному) ряду, тобто «поверненням до середнього». Якщо часовий ряд демонструє зростання у попередній період, то надалі почнеться його спад. Тому можна очікувати у подальшому в тяговій передачі появу несправності.

При значенні показника Херста $H = 0,5$ досліджуваний часовий ряд являє собою випадкове блукання. При цьому всі значення випадкові й некорельовані, тобто сьогодні не впливає на майбутнє (система знаходиться в невизначеному стані).

При знаходженні показника Херста в інтервалі $0,5 < H < 1,0$ значення досліджуваного тимчасового ряду є залежними. При цьому, чим ближче H до значення $0,5$, тим більш зашумлений ряд і менше виражений його тренд. Якщо ряд зростає в попередній період, то цю тенденцію він буде зберігати і у майбутньому, тобто поява несправності у тяговій передачі не очікується.

На рис. 3 наведені результати розрахунку показника Херста за допомогою ПЕОМ для двох акустичних сигналів.

З отриманого значення показника Херста (рис. 3а) можна зробити висновок про те, що досліджуваний акустичний сигнал володіє фрактальністю, і не є породженням чисто стохастичного процесу, тому що $D = 2 - 0,5507 = 1,4493$. Отже, до даного сигналу можуть бути застосовані фрактальні методи з метою виявлення оптимальної конфігурації систем, що її пророкують. За таким прогнозом значення показника Херста знаходиться вище значення $0,5$ і тому можна зробити висновок, що надалі дана тягова передача буде зберігати задану працездатність і дефектів у ній не передбачається.

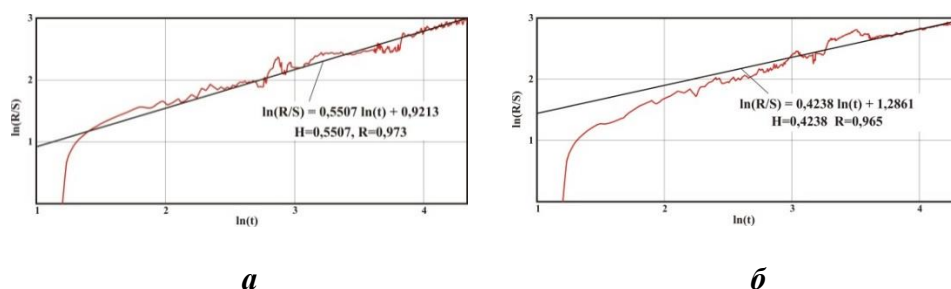


Рис. 3. Результати розрахунку показника Херста: а – показник, що попадає в інтервал $0,5 < H < 1,0$; б – показник, що попадає в інтервал $0 < H < 0,5$

Результати розрахунку показника Херста (рис. 3, б) теж підтверджують його фрактальність, оскільки $D = 2 - 0,4238 = 1,5762$. Однак з погляду прогнозу в цьому випадку показник Херста знаходиться нижче значення $0,5$ і можна припустити зародження у вузлі дефекту, який надалі може призвести до поломки й виходу з ладу тягової передачі.

За запропонованою технологією на планових видах технічного обслуговування ТО-3 і поточного ремонту ПР-1 перевірялися тягові передачі на електропоїздах, які знаходилися в експлуатації. Аналіз технічного стану кожного тягового редуктора оцінювався за значенням показника Херста і його відповідності влучення в прийнятні інтервали.

Моніторинг виконувався в моторвагонному депо Харків РФ «Південна залізниця» на першому, другому й третьому ТО-3 після поточного ремонту ПР-2 на 4-х обраних

електропоїздах (на один електропоїзд доводиться 16 тягових передач). Усього за час проведення випробувань було перевірено 192 тягові передачі. За результатами більшості з них (близько 86%) розрахунковий показник Херста знаходився у межах 0,56-0,65. Це приймалося як відсутність у них яких-небудь дефектів і електропоїзд відправлявся в експлуатацію.

Разом з тим, у результаті проведення експерименту, на окремих тягових передачах були зафіксовані й візуально підтвержені при розбиранні значні дефекти. Так, на електропоїзді EP2P-7070 при проведенні моніторингу трьох тягових передач моторних вагонів 70704, 70706 і 70708 перед проведенням ТО-3 на основі обробки акустичних сигналів розрахунковий показник Херста склав $H=0,43\div 0,48$. Фрактальна розмірність при цьому складала $D = 1,57 \div 1,52$. При прокручуванні у цих тягових передачах, які перевірялися, прослуховувався сильний шум у низькочастотному діапазоні. Перевіркою було встановлено (за допомогою штатних щупів), що в кожухах вищеозначених передач був недостатній рівень мастила. Після поповнення мастила в цих тягових редукторах до необхідного рівня були повторно зняті акустичні сигнали. Шум помітно зменшився й за результатами обробки сигналів показник Херста вже склав $H=0,52\div 0,54$.

На двох тягових передачах був отриманий показник Херста відповідно 0,44 і 0,41, а фрактальна розмірність склала $D = 1,56 \div 1,59$. При прокручуванні колісних пар у тягових редукторах прослуховувалися стукоти й удари. Після розкриття кожухів тягових передач і їх візуального огляду через оглядові люки були виявлені відколи й тріщини зубів вінця великого зубчастого колеса. Моторний вагон із цими дефектами був відставлений у ремонт.

Для окремих тягових передач був отриманий розрахунковий показник Херста в межах $H=0,36\div 0,41$, а фрактальна розмірність склала $D = 1,59 \div 1,64$. При їх огляді було встановлене підвищене зношування поверхні зубів і, як наслідок, порушення геометрії зчеплення.

У результаті проведення експериментів кожна тягова передача, для якої за розрахунковим показником Херста прогнозувався незадовільний технічний стан і наявність дефектів, розбиралася й оглядалася. При цьому проводилося вимірювання розмірів деталей, а також встановлювалися основні причини й фактори, що призводили до даного дефекту. На основі цього були визначені основні фактори, які викликають зношення тягової передачі. Встановлено, що діючих факторів багато й кожний з них можна вважати причиною виниклої несправності. Однак проглядаються фактори, які визначають специфічні умови роботи екіпажної частини. Це, у першу чергу, динамічні навантаження, як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. Причини багатьох несправностей – низька якість обслуговування й ремонту відповідальних вузлів механічної частини, відсутність повсюдного використання ефективних способів відновлення працездатності деталей під час їх ремонту. Не менш важлива й роль низької ремонтпридатності низки конструкцій тягового приводу. Встановлено, що тягові приводи електропоїздів, особливо ті, які пройшли заводський або деповської ремонт, мають підвищений рівень акустичних сигналів. Це, як правило, виникає в результаті розукомплектування зубчастих коліс тягового редуктора.

Висновки і перспективи подальшого використання. На підставі проведених досліджень щодо акустичного моніторингу тягових передач електропоїздів можна зробити такі висновки.

1. Виконаний огляд наукових досягнень в галузі акустичного контролю, який засвідчив його актуальність і перспективу широкого застосування на основі сучасних підходів щодо використання методів фрактального аналізу.

2. Створена технологія отримання моніторингових параметрів, яка включає процеси вивішування колісної пари, подачі живлення на тяговий електродвигун від сторонньої мережі і вимірювання частоти її обертання, а також отримання акустичного сигналу на кожусі тягового редуктора.

3. Проведений фрактальний аналіз отриманих акустичних сигналів. Запропоновані діапазони для оцінки показника Херста, на основі яких можна визначити технічний стан тягових передач, а також прогнозувати на подальший час їх працездатність у експлуатації.

4. Проведеними експериментальними дослідженнями доведено, що отримані акустичні сигнали завжди мають фрактальну властивість, яка може змінюватися відповідно до виявлених дефектів у тягових передачах. При цьому підтверджено, що метод R/S аналізу є цілком адекватним для оцінки результатів моніторингу і показав коректність його застосування щодо визначення технічного стану тягових передач електропоїздів.

5. Характерні дефекти в тягових передачах і передбачуваність їх появи на основі оцінки показника Херста дозволяють на перспективу рекомендувати продовження виконаних досліджень і розширити їх на весь парк електропоїздів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Артоболовский И.И.* Введение в техническую диагностику машин / И.И. Артоболовский, Ю.И. Балицкий, М.Д. Генкин. – М.: Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 296 с.
2. *Баранов В.М.* Акустическая диагностика и контроль на предприятиях / В.М.Баранов. – М.: Наука, 1998. – 304 с.
3. *Барков А.В.* Вибрационная диагностика колесно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте / А.В.Барков. – СПб.: Изд. центр СПб ГМТУ, 2002. – 101 с.
4. *Бобровников Я.Ю.* Диагностические комплексы электроподвижного состава / Я.Ю. Бобровников. – Хабаровск.: Издательство ДВГУПС, 2012. – 94 с.
5. *Генкин М.Д.* Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д.Генкин, А.Г.Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 282 с.
6. *Ермолов И.Н.* Акустические методы контроля / И.Н.Ермолов, Н.П.Алешин. – М.: Высш. шк., 1991. – 283 с.
7. *Зиненко А.В.* R/S анализ на фондовом рынке / А.В.Зиненко // Бизнес-информатика. – 2012. – №3(21). – С. 24 – 30.
8. *Зосимов В.В.* Фракталы и скейлинг в акустике / В.В. Зосимов, Л.М. Лямшев // Акустический журнал. – 1994. – Т. 40. – №5. – С. 709–737.
9. *Кинтцель Т.* Программирование звука на ПК / Т. Кинтцель. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 432 с.
10. *Киселев Б.В.* Об интерпретации статистического R/S-анализа (показатель Херста) / Б.В. Киселев // Ученые записки СПбГУ, – 2007. – Вып. 40 (440). – С. 121 – 130.
11. *Макс Ж.* Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях / Макс Ж. – М.: Мир, 1983. – 312 с.
12. *Мандельброт Б.* Фрактальная геометрия природы / Б. Мандельброт. – М.: Институт компьютерных исследований, 2002 – 656 с.
13. *Павлов Б.В.* Акустическая диагностика механизмов / Б.В.Павлов. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
14. *Панчелюга В.А.* Локальный фрактальный анализ шумоподобных временных рядов методом всех сочетаний / В.А. Панчелюга, М.С. Панчелюга // Биофизика. – 2015.– Т. 60.– Вып. 2.– С. 395 – 410.
15. *Сосулин Ю.Г.* Теория обнаружения и оценивания стохастических сигналов / Ю.Г.Сосулин. – М.: Сов. радио, 1978. – 319 с.
16. *Alekseev A.D., Vasilenko T.A.* Fractal analysis of the hierarchic structure of fossil coal surface // Journal of Mining Science, May 2008, Vol. 44, Is. 3, P. 235–244.

17. *Eiji U., Takanori K.* Tissue characterization of coronary plaque by kNN classifier with fractal-based features of IVUS RF-signal // *Journal of Intelligent Manufacturing*, October 2014, Vol. 25, Is. 5, P. 973–982.
18. *Luciano T., Gerardo C.* Fractal approaches in investigating the time dynamics of self-potential hourly variability // *International Journal of Earth Sciences*, April 2005, Vol. 94, P. 285–300.
19. *Schaefer D., Martin J., Wiltzius P.* Fractal Geometry of Colloidal Aggregates // *Phys. Rev. Lett*, 1984, V.52, № 26, P. 2371–2374.
20. *Vicky G., Bal S.* Assessment of the spatial pattern of colorectal tumour perfusion estimated at perfusion CT using two-dimensional fractal analysis // *European Radiology*, June 2009, Vol. 19, Is. 6, P. 1358–1365.
21. *Yulmetyev R., Gafarov F., Hanggi P.* Possibility between earthquake and explosion seismogram differentiation by discrete stochastic non-Markov processes and local Hurst exponent analysis // *Phys. Rev. E.*, 2001, № 64, P. 62–68.

REFERENCES

1. *Artobolevsky I.I.* Vvedenie v tekhnicheskuyu diagnostiku mashin [Introduction in technical diagnostics of machines], I.I. Artobolevsky, U.I. Balitskiy, M.D. Genkin. M.: The main edition of the physical and mathematical literature, 1979, 296 p.
2. *Baranov V.M.* Akusticheskaya diagnostika i kontrol na predpriyatiy [Acoustic diagnostics and the control over the enterprises], V.M. Baranov. M.: Science, 1998, 304 p.
3. *Barkov A.V.* Vibratsionnaya diagnostika kolesno-reduktornykh blokov na geleznodorozhnom transporte [Vibrating diagnostics of wheels and reducers of blocks on a railway transportation], A.V. Barkov. SPb.: Izd. zentr SPb GMTU, 2002, 101 p.
4. *Bobrovnikov Y.U.* Diagnosticheskie komplekсы elektropodvignogo sostava [Diagnostic complexes of an electrorolling stock], Y.U. Bobrovnikov, Xabarovsk, Publishing house DVGUPS, 2012, 94 p.
5. *Genkin M.D.* Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mexanizmov [Vibroacustic diagnostics of machines and mechanisms], M.D. Genkin, A.G.Sokolova, M.: Mashinostroenie, 1987, 282 p.
6. *Ermolov I.N.* Akusticheskie metody kontrolya [Acoustic quality monitoring], I.N. Ermolov, N.P. Aleshin, M.: Vysh. shk., 1991, 283 p.
7. *Zinenko A.V.* R/S analiz na fondovom rynke [R/S the analysis in the share market], A.V. Zinenko // *Business-computer science*, 2012, №3(21), pp. 24-30.
8. *Zosimov V.V.* Fraktaly i skeyling v akustike [Fractals and skeyling in acoustics], V.V. . Zosimov, L.M. Lymshv // *Acoustic magazine*, 1994, T.40, №5, pp. 709-737.
9. *Kintcel T.* Programirovanie zvuka na PK [Programming of a sound on a personal computer], T. Kintcel, DMK Press, 2005, 432 p.
10. *Kiselev B.V.* Ob interpretatsii statisticheskogo R/S-analiza (pokazatel Xersta) [About interpretation of the statistical R/S-analysis (Hurst's parameter)], B.V. Kiselev // *Scientists of a note SPbGU*, 2007, Release 40(440), pp. 121-130.
11. *Macs G.* Metody i tekhnika obrabotki signalov pri fizicheskix izmereniyax [Methods and technical equipment of processing of signals at physical measurements], Macs G., M.: Mir, 1983, 312 p.
12. *Mandelbrot B.* Fraktalnaya geometriya prirody [Fractals geometry of the nature], . Mandelbrot B., Institute of computer researches, 2002, 656 p.
13. *Pavlov B.V.* Akusticheskaya diagnostika mexanizmov [Acoustic diagnostics of mechanisms], B.V. Pavlov, M.: Mashinostroenie, 1981, 224 p.
14. *Pansheluga V.A.* Lokalniy fraktalniy analiz shumopodobnykh vremennykh ryadov metodom vsekh sochetaniy [Local fractals the analysis of temporary numbers similar to noise by a method of all combinations], V.A. Pansheluga, M.S. Pansheluga // *The biological physics*, 2015, T.60, Release 2, pp. 395-410.
15. *Sosulin U.G.* Teoriya obnaruzheniya i ocenivaniya stokhasticheskix signalov [The theory of detection and estimation of stochastic signals], U.G. Sosulin U.G., M.: Sov. radio, 1978, 319 p.
16. *Alekseev A.D., Vasilenko T.A.* Fractal analysis of the hierarchic structure of fossil coal surface // *Journal of Mining Science*, May 2008, Vol. 44, Is. 3, P. 235–244.
17. *Eiji U., Takanori K.* Tissue characterization of coronary plaque by kNN classifier with fractal-based features of IVUS RF-signal // *Journal of Intelligent Manufacturing*, October 2014, Vol. 25, Is. 5, P. 973–982.
18. *Luciano T., Gerardo C.* Fractal approaches in investigating the time dynamics of self-potential hourly variability // *International Journal of Earth Sciences*, April 2005, Vol. 94, P. 285–300.
19. *Schaefer D., Martin J., Wiltzius P.* Fractal Geometry of Colloidal Aggregates // *Phys. Rev. Lett*, 1984, V.52, № 26, P. 2371–2374.

20. Vicky G., Bal S. Assessment of the spatial pattern of colorectal tumour perfusion estimated at perfusion CT using two-dimensional fractal analysis // European Radiology, June 2009, Vol. 19, Is. 6, P. 1358–1365.

21. Yulmetyev R., Gafarov F., Hanggi P. Possibility between earthquake and explosion seismogram differentiation by discrete stochastic non-Markov processes and local Hurst exponent analysis // Phys. Rev. E., 2001, № 64, P. 62 – 68.

В. И. Бульба

(инженер технического отдела службы пригородных пассажирских перевозок Регионального филиала «Південна залізниця», г. Харьков)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МОНИТОРИНГА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Предметом исследования является разработка метода акустического мониторинга тяговых передач при проведении технического обслуживания электропоездов. На основании разработанной технологии предлагается получение и регистрация акустических сигналов редуктора тяговой передачи. При этом соответствующая колесная пара моторной тележки при помощи гидравлического домкрата поднимается над головкой рельса, а на тяговый электродвигатель подается питание от постороннего низковольтного источника постоянного тока. Когда колесная пара достигнет стабильного вращения, производится регистрация акустического сигнала на корпусе тягового редуктора, при помощи специального датчика, с последующей его записью на магнитофон. Предложен метод выделения циклической временной составляющей из полного акустического сигнала на основе совпадения соответствующих зубьев большого зубчатого колеса и шестерни тягового редуктора. В исследованиях формализована задача фрактального анализа полученных акустических сигналов и разработана специальная программа для ее реализации. Техническое состояние тягового привода предлагается оценивать на основе фрактального анализа полученного акустического сигнала по расчетному значению показателя Херста. Установлены оценочные градационные границы изменения числовых значений этого показателя, которые дают возможность определять работоспособность тяговых передач. Полученные результаты такого мониторинга позволяют установить появление и развитие дефектов в тяговых передачах во время эксплуатации электропоезда.

Ключевые слова: анализ, зубосовпадение, мониторинг, показатель Херста, сигнал, тяговая передача, фрактал, электропоезд.

Vladislav I. Bulba

(The engineer of a technical department service of suburban passenger transportation RF «Southern railway»)

PERFECTION OF MONITORING TRACTION TRANSFERS OF ELECTRIC TRAINS

Object of research is development of a method of acoustic monitoring of traction transfers at carrying out of maintenance service of electric trains. On the basis of the

developed technology reception and registration of acoustic signals of a reducer of traction transfer is offered. Thus the corresponding wheel pair the motor carriage by means of a hydraulic jack rises above a head of a rail, and on the traction electric motor a feed from an extraneous low-voltage source of a direct current moves. When the wheel pair will reach stable rotation, registration of an acoustic signal on the case of a traction reducer, by means of the special gauge, with his subsequent record on the tape recorder is made. The method of allocation cyclic temporary making of a full acoustic signal on the basis of concurrence corresponding tooth's the big cogwheel and gear a traction reducer is offered. In researches the problem fractals the analysis of the received acoustic signals is formalized and the special program for her realization is developed. The technical condition of a traction drive is offered to be estimated on the basis of fractals the analysis of the received acoustic signal on settlement value of a parameter of Hurst. Estimated gradational borders of change of numerical values of this parameter which enable are installed to determine working capacity of traction transfers. The received results of such monitoring allow installing occurrence and development of defects in traction transfers during operation of an electric train.

Keywords: electric train, fractal, Hurst's parameter, monitoring, signal, the analysis, tooth's concurrence, traction transfer.

Стаття надійшла до редакції 15.12.2017 р.

УДК 621.316.72

*Юрай Герлицы, профессор
(заведуючий кафедри транспорта и подъёмно-транспортной техники Жилинского университета, Словакия)*

*Владимир Хаусер, к.т.н.
(научный работник кафедры транспорта и подъёмно-транспортной техники Жилинского университета, Словакия)*

*Екатерина Кравченко, к.т.н., доцент
(научный работник кафедры транспорта и подъёмно-транспортной техники Жилинского университета, Словакия)*

*Елена Ноженко, к.т.н., доцент
(докторантка кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъёмно-транспортных машин Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля)*

*Томаш Лак, доцент
(доцент кафедры транспорта и подъёмно-транспортной техники Жилинского университета, Словакия)*

*Юлия Фомина, бакалавр
(студентка кафедры транспорта и подъёмно-транспортной техники Жилинского университета, Словакия)*

ПРОФИЛЬ КОЛЕСА С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КАТАНИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С КРИВЫМ УЧАСТКОМ ПУТИ МАЛОГО РАДИУСА

Особенностью рельсового городского транспорта является наличие кривых малого радиуса от 17 метров, что требует повышенного внимания. Движение в таких кривых приводит к увеличению воздействия на путь, повышению сопротивления движения транспортного средства, скольжению в контакте «колесо – рельс», ускоренному износу контактной пары, повышению шума. С целью уменьшения скольжения в контакте «колесо – рельс» при прохождении трамваем кривого участка пути малого радиуса предложена конструкция профиля колеса с двумя поверхностями катания, а также специфическая конструкция кривого участка пути. Предлагается способ движения колёсной пары в кривой, в которой обычная колёсная пара не сможет обеспечить движение качением. Целесообразность предлагаемого изобретения продемонстрирована посредством имитационного моделирования движения трамвайного вагона в S-образной кривой.

© Герлицы Ю., Хаусер В., Кравченко К., Ноженко Е., Лак Т., Фомина Ю., 2018

Авторами розроблена програма, що містить алгоритм, в якій на основі чертежа профіля колеса і рейки створюються файли з вихідними даними профілів, придатні для прямого імпорту в програму Simpack. В результаті моделювання порівнюються параметри руху трамвайного вагона в рейковій колії звичайної і спеціальної конструкції. З допомогою імітаційного моделювання побудована залежність опору руху транспортного засоби від радіуса кривої для різних поверхонь качення колеса.

Ключові слова: швидкість ковзання в контакті «колесо – рейка», кривої ділянки шляху малого радіуса, профіль колеса з двома поверхнями катання.

Постановка проблеми. Важливим питанням на залізничному транспорті, що потребує додаткових досліджень, є процес проходження кривих ділянок шляху. Найбільш гостро ця проблема виникає при експлуатації міського рейкового транспорту, особливістю якого є наявність значущої кількості кривих радіусом від 17 метрів. Це призводить до підвищення впливу в контакті «колесо – рейка», збільшенню швидкості ковзання профілів, відповідально до підвищеному опору руху, зносу і шуму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В контакті колеса з рейкою виникає силове вплив транспортного засоби на рейкове полотно, яке в разі проходження транспортного засоби кривих малого радіуса значущо збільшується. Підвищення сил в контакті призводить до виникнення ковзання в продольному і поперечному сеченнях. При цьому частка потужності транспортного засоби використовується на подолання вказаного ковзання [1 – 6]. В даному разі кінцевим продуктом втрати потужності є знос контакту «колесо – рейка». Величина зносу залежить від кількості проходжень транспортного засоби по певній ділянці шляху і має накопичувальний характер. Отже, необхідно звести до мінімуму втрати потужності транспортного засоби і, таким чином, продовжити термін служби контактної пари «колесо – рейка».

В даний час з метою зменшення зносу колеса і рейки, а також зниження шуму використовують гребне- і рейкосмазувачі, збільшують поперечний зазор колії, застосовують конструкції тележок з радіальною установкою колесних пар, незалежно обертаючих колес, оптимізують профілі колес, оснащують тележку мехатронними елементами, в елементах конструкції тележки і рейкового шляху встановлюють резинові демпфери, що поглинають шум [7-14]. І хоча ці рішення дозволяють досягти певного зниження негативних явищ, що виникають при проходженні кривих, їх недостатньо для забезпечення задовільних результатів при експлуатації в кривих малого радіуса міського рейкового транспорту. Це підтверджується отриманою залежністю (рис. 1), на якій представлені результати моделювання двох типів тележок з різними профілями колес [15 – 18].

Залежності, представлені на рис. 1, отримані для швидкості руху 10 км/ч для транспортного засоби, параметри якого подібні параметрам трамвая ТЗ. Верхня тележка має жорстко закріплені осі, нижня тележка оснащена механізмом радіальної установки колесних пар. Профіль колеса Е-99-00 оснащений більш низькою конусністю поверхні катання, конусність профіля КР-1 призначена для руху в колії з великою кількістю кривих. Во всіх випадках, втрати потужності транспортного засоби розділені на складові ковзання в продольному і поперечному напрямках.

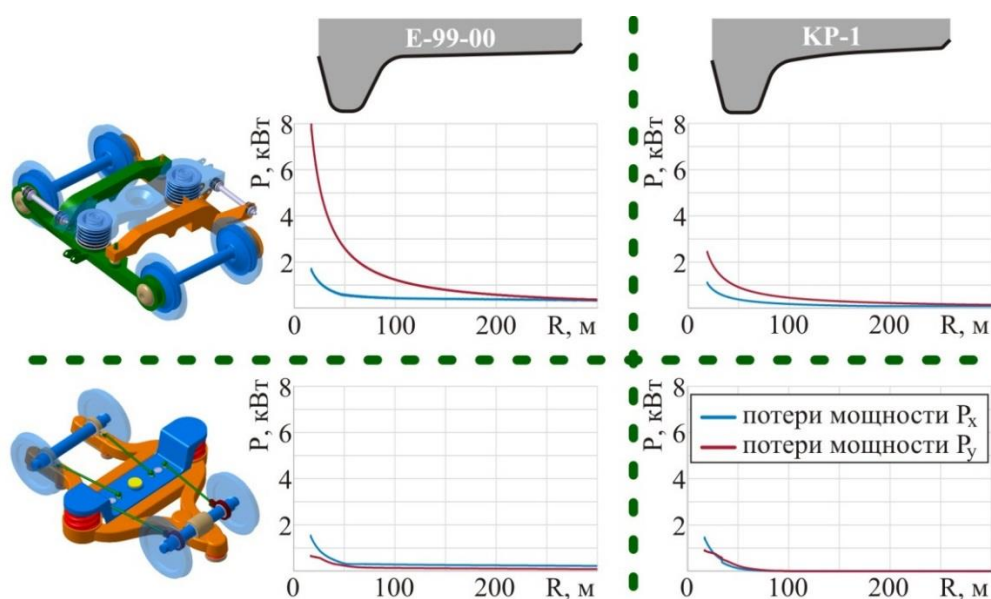


Рис. 1. Сравнение потерь мощности двух типов тележек, оснащенных разными профилями колес

Цель статьи. Улучшение взаимодействия в системе «колесо – рельс» трамвайного вагона в кривых малого радиуса путём минимизации скорости скольжения профилей в продольном направлении. Разработка технического решения криволинейного участка пути, отличающегося специфической конструкцией, и колесной пары с дополнительной поверхностью катания. Оценка с помощью имитационного моделирования прохождения трамвайного вагона по S-образной кривой целесообразности предлагаемого изобретения. Получение зависимости сопротивления движения транспортного средства от радиуса кривой с разными поверхностями катания колёс.

Изложение основного материала исследования. Радиус кривой, в котором колесная пара теоретически проходит с чистым качением, можно определить на основе соотношения:

$$R \geq \frac{2sr}{\Delta r}, \quad (1)$$

где R – радиус кривой, мм;

$2s$ – расстояние между кругами катания колёс, мм;

r – мгновенный радиус колеса колесной пары в центрированном положении по отношению к оси пути, мм;

Δr – значение разницы между мгновенными радиусами колес в момент исчерпания поперечного зазора, мм.

На основании вышеприведенного соотношения можно установить, что, например, трамвайная колесная пара с подходящим профилем колеса теоретически может

проходить без проскальзывания кривые радиусом более 65,64 м. В городских условиях конструкция рельсового транспортного средства должна обеспечить прохождение кривой радиусом до 17 метров. Поэтому необходимо обратить внимание на возможность уменьшения значения R в соотношении (1). Это может быть достигнуто путем увеличения значения Δr . Однако повышение его за счет увеличения конусности поверхности катания не является подходящим решением, поскольку это может привести к значительному ухудшению устойчивости прохождения по прямому участку пути. Возникает противоречивое требование увеличить значение Δr без вмешательства в поверхность катания профиля колеса. Это требование может быть достигнуто путем создания дополнительной поверхности катания колеса.

Предлагается вышеописанную проблему решить путем использования профиля колеса с дополнительной поверхностью катания на внешней стороне колес, предназначенной исключительно для прохождения кривого участка пути с радиусом, через который колесная пара классического исполнения теоретически не может обеспечить прохождение чистым качением. Схематически это решение показано на рис. 2.

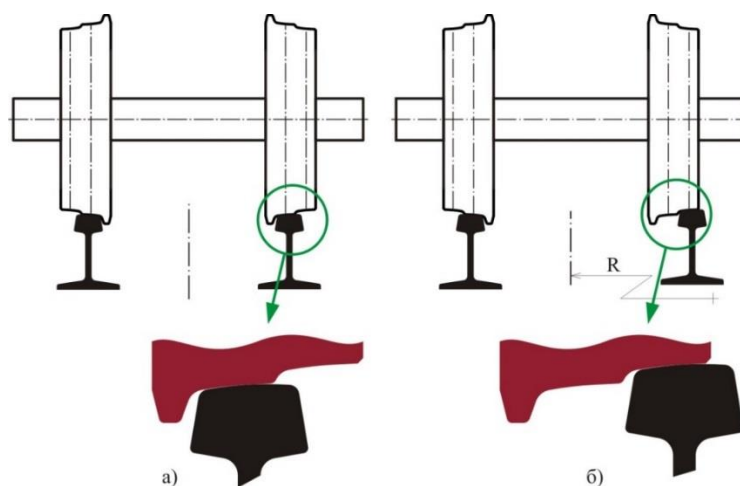


Рис. 2. Колесная пара с дополнительными поверхностями катания в кривом участке пути радиусом: а) в соответствии с соотношением (1), б) в котором обычная колесная пара не может проходить без проскальзывания

Внутренняя поверхность профиля колеса идентична исходному профилю. Ходовые качества транспортного средства по прямому участку пути, или же в кривой согласно соотношению (1), остаются неизменными. В кривых малых радиусов предлагаемая колесная пара внешним колесом катится по первоначальной поверхности катания, внутреннее колесо катится по дополнительной поверхности катания, тем самым достигая желаемого изменения значения Δr , или же смещения функции Δr (зависимости разницы радиуса колес от поперечного смещения колёсной пары в колее), что образует основное предположение, которое дает возможность прохождению ко-

лесной парой в кривом участке пути малого радиуса качением. Изменение поверхности катания осуществляется путем прохождения колёсной пары через путь с переменной геометрией рельса, как описано ниже.

Для эффективного использования дополнительной поверхности катания необходимо определить ее смещение от исходного профиля в поперечном и вертикальном направлениях, как показано на рис. 3, а. Для создания дополнительной поверхности катания можно использовать сегмент исходной поверхности катания.

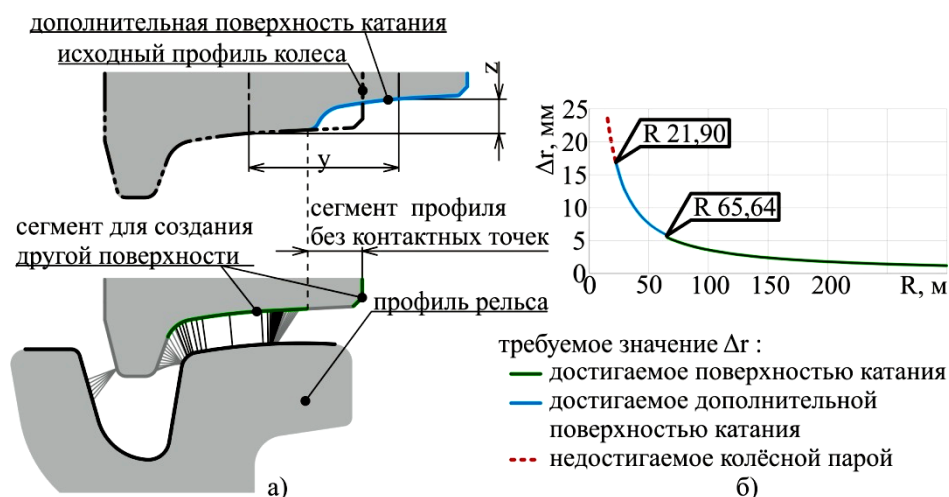


Рис. 3. Принцип построения профиля колеса с дополнительной поверхностью и его характеристика: а) местоположение добавленной поверхности катания на профиле колеса, б) требуемое и достигаемое значение Δr , необходимое для прохождения колесной пары кривой качением

Перемещение в поперечном направлении должно стремиться к минимуму, для устранения прироста массы от увеличения ширины колеса и, следовательно, неподрессоренной массы. Его минимальный размер ограничен распределением точек контакта между колесом и рельсом. Предлагается использовать часть исходной поверхности катания, в которой предположительно отсутствует контакт колеса с рельсом для размещения дополнительной поверхности катания.

Смещение в вертикальном направлении зависит от значения Δr . Для эффективной эксплуатации добавленной поверхности катания, это значение должно определяться по формуле:

$$z = 2\Delta r + \frac{y \cdot \Delta r}{2s}, \quad (2)$$

где z – вертикальное смещение дополнительной поверхности катания, мм;
 y – поперечное смещение дополнительной поверхности катания, мм.

Изменение желаемого и достигаемого значения Δr колесной пары, оснащенной дополнительной поверхностью катания, показано на рис. 3, б). Исходя из теоретических соображений, ожидается более благоприятное вписывание в кривые участки

пути. Это предположение подтверждено имитационным моделированием вписывания в кривые участки пути с выше описанной геометрией пути.

Выполнение имитационного моделирования в коммерческой расчетной программе Simpack требует определения среди других параметров профиля колеса и рельса заданной формы в виде текстовых файлов, содержащих, среди других параметров, прежде всего последовательность координатных точек, лежащих на поверхности катания профилей. В ходе вычисления эти точки автоматически преобразуются в кривую сплайна, которая представляет желаемый профиль. Для обычно используемых профилей колес и рельсов эти файлы уже предварительно подготовлены в расчетной программе Simpack. На контакт колеса с рельсом трамваев не распространяются нормы, касающиеся железнодорожных транспортных средств, поэтому авторами разработаны файлы для задания требуемого профиля и последующего его моделирования [19].

Необходимые файлы добавляются в базу данных программы Simpack, однако Simpack не располагает возможностью создавать такие файлы непосредственно на основе определения их геометрии. Поэтому необходимо создать требуемую последовательность точек и сохранить их координаты в соответствующем файле. Начальным действием для создания такого файла является чертеж профиля в заданной форме, как показано на рис. 4, а. На основе заданной им геометрии создаётся набор параметрических уравнений сегментов, из которых состоит профиль. Затем, основываясь на выборе одной из координатных точек, вторая координата этой точки может быть посчитана с использованием этих параметрических уравнений. Этот процесс должен повторяться циклически с целью получения достаточного количества точек профиля поверхности катания. Для достаточного количества, в соответствии с его сложностью, может потребоваться от 200 до 3000 точек, равномерно расположенных вдоль поверхности катания профиля.

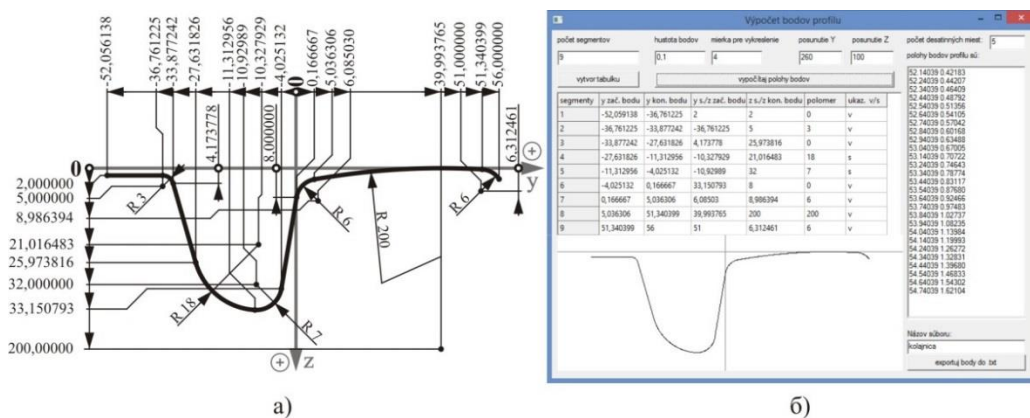


Рис. 4. Расчётная схема: а) чертеж профиля рельса в требуемой форме, б) диалоговое окно программы для получения координатных точек

Поскольку представленный процесс длительный, который в случае определения рельса с переменной геометрией необходимо многократно повторять, авторами была создана программа, содержащая алгоритм, в котором на основе простого определения

установленных специфических размеров отдельных сегментов профиля можно создать последовательность координатных точек этого профиля произвольной плотности и затем сохранить их в форме, подходящей для прямого импорта в программу Simpack. Диалоговое окно программы с заданными специфическими размерами сегментов поверхности катания рельса, генерированными координатами профиля и чертежом заданного профиля показано на рис. 4, б).

Чтобы проверить допущение прохождения колесной пары без скольжения за счет использования дополнительной поверхности катания, в программе Simpack была проведена серия имитационных анализов динамики движения транспортного средства. Цель заключалась в том, чтобы получить зависимость наблюдаемых величин от радиуса кривой пути. Учитывая большое количество контролируемых величин и объем полученных данных, далее представлены только характеристики потерь мощности транспортного средства, необходимые для преодоления скольжения в контактах «колесо – рельс», поскольку эта величина предоставляет целостный взгляд на прохождение транспортным средством по кривому участку пути. Для целей сравнения в моделировании были рассмотрены три случая, причем во всех случаях параметры рассматриваемого транспортного средства были подобны параметрам трамвая ТЗ, расстояние между шкворнями, как и база осей оставалось неизменным. Ширина пути считается 1000 мм.

В первом случае транспортное средство рассматривалось без возможности регулировки радиального положения осей и без дополнительной поверхности катания колес. Во втором случае рассматривалось транспортное средство с возможностью регулировки радиального положения колес, но без возможности использования дополнительной поверхности катания. В третьем случае транспортное средство имело возможность регулировать радиальное положение колесной пары, а также возможность использования дополнительной поверхности катания.

Для оценки поведения транспортного средства при движении в кривых разного радиуса выполнено моделирование движения транспортного средства в расчетной программе, с определением формы переходной кривой достаточной длины. В этом случае участок пути, через который проходит транспортное средство, может рассматриваться как кривая постоянного радиуса и, следовательно, расстояние, пройденное транспортным средством вдоль пути, пересчитывается на текущий радиус кривой в данном месте.

В моделировании использовалась переходная кривая формы клотоида длиной 10 км, связывающая прямой участок пути и кривую с радиусом 17 м. Для расчета радиуса кривого участка пути R , м, в котором транспортное средство находится в текущий момент времени, была использована формула:

$$R = \frac{R_2 \cdot l}{s}, \quad (3)$$

где R_2 – радиус кривого участка пути в конце переходной кривой, м;

l – общая длина клотоида, м;

s – расстояние от начала переходной кривой до рассматриваемого участка, измеренное по кривой клотоида, м.

Форма пути и имитационная модель транспортного средства показаны на рис. 5.

Путь, рассматриваемый в имитационном анализе, состоит из прямого участка длиной 50 м, переходной кривой формы клотоида длиной 10 000 м и круговой кривой с радиусом 17 м. Движение транспортного средства было рассмотрено со скоростью 10 км/ч. Последующие изменения потерь мощности представлены в виде компонентов, необходимых для преодоления поперечного и продольного скольжения. Полная потеря мощности транспортного средства является суммой этих компонентов.

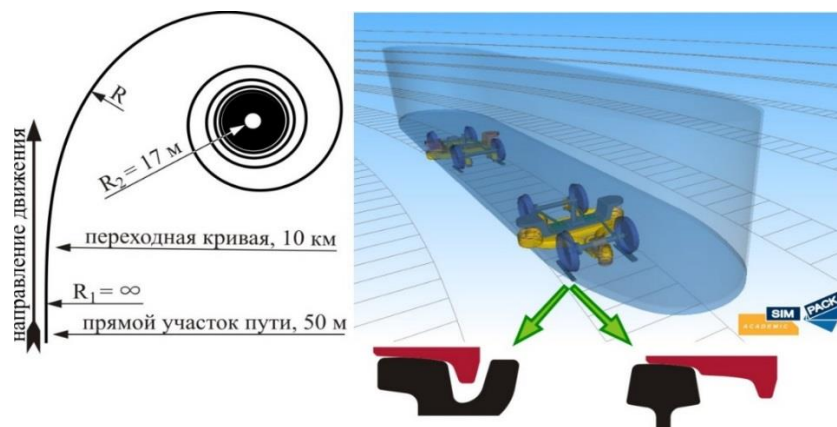


Рис. 5. Форма переходной кривой и имитационная модель транспортного средства

На основе анализа результатов имитационного анализа движения транспортного средства (рис. 6) установлено более эффективное прохождение кривых малого радиуса в широком диапазоне его значения. Использование добавленной поверхности катания является перспективным с точки зрения потерь мощности транспортного средства при радиусе кривой менее 62,3 м. Из приведенных графиков очевидно, что негативные явления наблюдаемых величин существенно сокращаются в случае использования дополнительной поверхности катания. В интервале радиусов кривых участков пути от 23,55 м до 44,88 м потеря мощности транспортного средства практически устранена. Для того, чтобы описанный способ прохождения кривых можно было применить на практике, необходимо было определить местоположение пути, где будет изменен режим движения. Также необходимо было определить реакцию транспортного средства на проход через такое место.

Общеизвестно, что с точки зрения безопасности от схода с рельсов прохождение транспортного средства S-образной кривой с возникновением скручивания пути представляется довольно проблематичным. Целью авторов было проверить реакцию транспортного средства на данном участке пути. Данное движение усложняется изменением режима движения тележки в случае, если радиус кривой пути превышает определенное значение.

В последующем имитационном анализе путь был определен в соответствии с нормой [12], состоящий из прямых сегментов, переходов и двух кривых радиусом 25 м. Длина отдельных деталей и их расположение показаны на рис. 7 а). Возвышение рельсов 33,6 мм. Сопоставлены три случая. В первом случае транспортное средство рассматривалось без механизма радиальной установки колесных пар и без добавленной

поверхности катания колес. Во втором и третьем случаях транспортное средство рассматривалось с механизмом радиальной установки и с возможностью использования добавленной поверхности катания колес. В первом случае ось с единственным буксовым узлом была направлена от центра, а во втором – к центру транспортного средства.

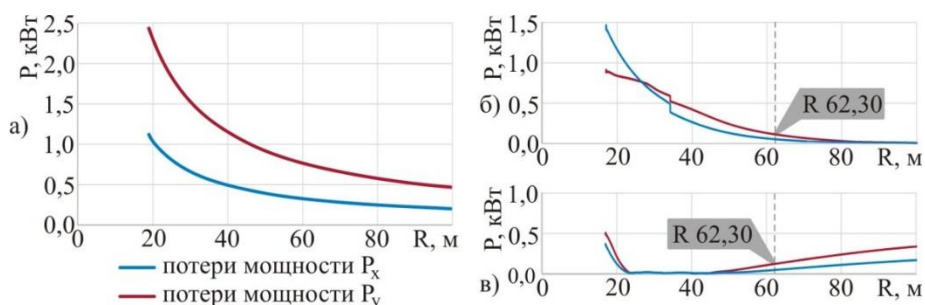


Рис. 6. Потери мощности транспортного средства: а) без механизма радиальной установки и без дополнительной поверхности катания, б) с механизмом радиальной установки, но без дополнительной поверхности катания, в) с механизмом радиальной установки и с использованием дополнительной поверхности катания

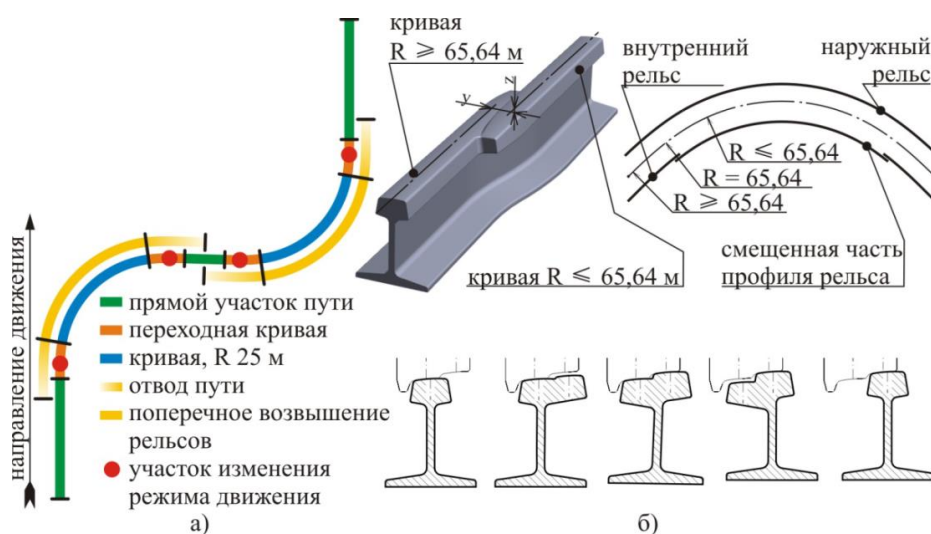


Рис. 7. а) Путь формы S-образной кривой, б) место изменения режима движения

Изменение поверхности катания выполнялось в точке, где радиус кривого участка, измеренный относительно оси пути, превышал значение 65,64 м. Участок рельса, на котором происходит это изменение, схематически показано на рис. 7, б). Речь идет о рельсовом стыке, смещенном в поперечном и вертикальном направлениях на то же расстояние, что и добавленная поверхность катания колеса. Для оптимизации момента

изменения поверхности катания, вблизи от смещенного рельсового стыка была использована переменная геометрия головки наружного и внутреннего рельсов.

Целью имитационного анализа было определение изменения коэффициента безопасности против схода транспортного средства с рельсов в отдельных случаях. Движение считалось со скоростью 10 км/ч. Характеристики коэффициента безопасности против схода с рельсов для передней тележки показаны на рис. 8.

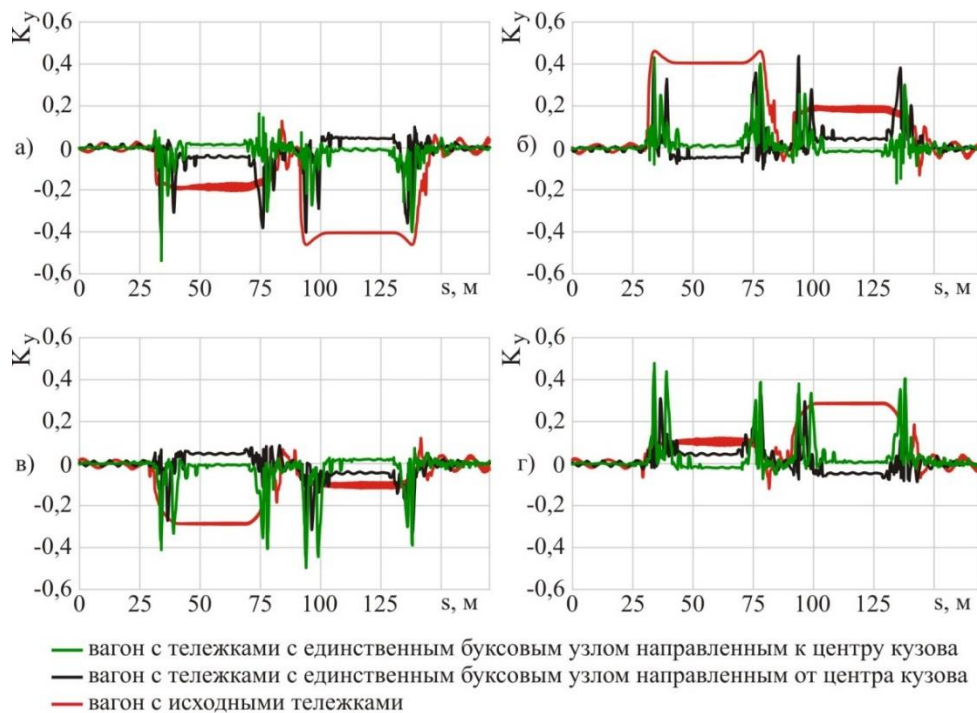


Рис. 8. Характеристика коэффициента безопасности против схода с рельсов
 а) первая тележка, левое колесо, б) первая тележка, правое колесо,
 в) вторая тележка, левое колесо, г) вторая тележка, правое колесо

Из приведенных графиков можно увидеть, что транспортное средство с исходными тележками имеет более низкую безопасность схода с рельсов, чем тележка с возможностью регулирования положения оси. Также установлено, что предложенные тележки с единственным буксовым узлом (рис. 1) целесообразно расположить буксовым узлом к центру транспортного средства.

Выводы и перспективы дальнейшего использования. Проведенная серия имитационных анализов движения транспортного средства в переходной кривой предполагает, что в случае движения транспортного средства по кривому участку пути малого радиуса достигается значительное улучшение входу в кривую за счёт устранения причин возникновения негативных явлений при движении в кривой.

Для внедрения в эксплуатацию колёсной пары с двумя поверхностями катания разработан участок пути с переменной геометрией головки рельсов для изменения

поверхности катания колёсной пары. В этом контексте авторами был разработан ряд патентных заявок и полезных моделей.

Разработанная имитационная модель позволяет оценить параметры взаимодействия колёсной пары с рельсовой колеёй новой конструкции, спрогнозировать процесс изнашивания рабочих поверхностей колеса и рельса предложенной геометрии перед вводом системы в эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Hauser, V.* Konštrukčný návrh podvozka električky so zmenšenými silovými účinkami na trať: дис. канд. техн. наук / Hauser Vladimír; Žilina, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky. Д., 2017. – 116 с.
2. *Gerlici, J.* Kontakt železničného dvojkolesia a koľaje / J. Gerlici, T. Lack // University of Žilina, 2004. – 200 с. ISBN 80-8070-317-5.
3. *Lack, T.* Railway wheel and rail roughness analysis / T. Lack, J. Gerlici // Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2 2009, pp. 41-48.
4. *Dižo, J.* Multibody System of a Rail Vehicle Bogie with a Flexible Body / J. Dižo, J. Harušinec, M. Blatnický // Manufacturing technology. – 2015. – Vol. 15, No. 5, pp. 781 – 788. ISSN 1213-2489.
5. *Фомін, О.В.* Використання профілю з перерізом у вигляді прямокутної труби в якості елементів каркасів кузовів залізничних напіввагонів / О.В Фомін, В.В Фомін // Зб. наук. праць. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2012. – Вип.№.3(174)- С.244-250.
6. *Fomin, O.* Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.
7. *Zelenka, J.* Vztah kolo-kolejnice v podmínkách tramvajového provozu / J. Zelenka, M. Kohout // Univerzita Pardubice. – 2012.– 42 с.
8. *Gerlici, J.* Calculation of the equivalent conicity function of the railway wheelset tread profile at the Delta R function with a negative slope / J. Gerlici, T. Lack, M. Lacková // Communications – scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 6, Nr. 2 2004, pp. 49-56
9. *Lack, T.* Interational method for railway wheel tread profile design / T. Lack, J. Gerlici // XVIII konferencja naukova – pojazdy szynowe: Katowice-Ustroń, 17-19 września 2008: Materiały konferencyjne, pp. 137-149.
10. *Gerlici, J.* Rail geometry analysis (from the point of view of wearing in the operation) / J. Gerlici, T. Lack // Communications – scientific letters of the University of Žilina. – 2003. – Vol. 5, No. 1 (2003), (pp. 43-51). ISSN 1335-4205.
11. *Gerlici, J.* Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes. / J. Gerlici, T. Lack // Wear: An international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. – 2011. – Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss. 2011, s. 246-258. ISSN 0043-1648.
12. *Technická norma železnic TNŽ 73 63 61.* Geometrická poloha a usporiadanie koľaje s rozchodom 1000 mm; введено в действие 2007-09-01. Bratislava. 2007, – 37 р. Bratislava, 2007 – 37 с.
13. *Иванов, М. Д.* Трамвайные вагоны Т-3 / М. Д. Иванов, А. А. Пономарев, Б. К. М. Иеропольский // Транспорт, 1977. – 240 с.
14. *Фомін, О.В.* Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів/ О.В Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип.26-27. – С.137-147.
15. *Hauser, V.* Impact of wheelset steering and wheel profile geometry to the vehicle behavior when passing curved track / V. Hauser, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko, M. Loulová, J. Gerlici, T. Lack // Manufacturing technology: journal for science, research and production. – ISSN 1213-2489. – Vol. 17, no. 3 (2017), s. 306-312.
16. Пат. України на корисну модель 114040U, МПК В61F 3/00, В61F 5/52 (2006.01), В61F 5/30 (2006.01). Візок вагона / Герліці Ю., Лак Т., Хаусер В., Манюрова М., Ноженко О.С., Кравченко К.О. Заявка у 2016 09015; заявл. 25.08.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. 4. – 9с.
17. Заявка на пат. на винахід а201701589, МПК (2017) В 60В Е01В 11/36. Колісна пара визка рейкового транспортного засобу та колія криволінійної ділянки / Хаусер В., Герліці Ю., Лак Т., Лоулова М., Ноженко О.С., Кравченко К.О., Просвірова О.В. Заявл. 20.02.2017 – 11 с.

18. Пат. України на корисну модель 119104, МПК В61F 5/30 (2006.01). Візок вагона / Лоулова М., Хаусер В., Герлиці Ю., Лак Т., Ноженко О.С., Кравченко О.П., Кравченко К.О. Заявка u201703246; заявл. 05.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17/2017 – 9с.

19. Свідectво про реєстрацію авторського права на твір № 73363 від 12.04.2017. Комп'ютерна програма «Визначення координат точок геометрії профілю об'єкту» / Хаусер В., Герлиці Ю., Кравченко К.О., Лак Т., Лоулова М., Ноженко О.С., Кравченко О.П.

REFERENCES

1. Hauser V. *Konstručný návrh podvozka električky so zmenšenými silovými účinkami na trať* [Construction proposal of tramcar bogie with minimized force effects to the track]: dis. kand. tehn. nauk Žilina, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky. D., 2017. – 116 s.
2. Gerlici, J., Lack T. *Kontakt železničného dvojkolesia a koľaje* [The wheelset – track contact] University of Žilina, 2004. – 200 p. ISBN 80-8070-317-5.
3. Lack T., Gerlici J. *Railway wheel and rail roughness analysis*. In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2 2009, pp. 41-48.
4. Dižo J., Harušinec J., Blatnický M. *Multibody System of a Rail Vehicle Bogie with a Flexible Body* In: Manufacturing technology. – 2015. – Vol. 15, No. 5, pp. 781 – 788. ISSN 1213-2489.
5. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.
6. Fomin, O.V. Using of rectangle profiles by elements of gondola bodies / O.V. Fomin, V.V. Fomin, // Zbirnyk naukovych prac' EU V. Dahl National University. 2012 (3(174)) – P. 244-250.
7. Zelenka J., Kohout M. *Vztah kolo-kolejnice v podmínkách tramvajového provozu* [The wheel-rail relationship in urban transport environment] Univerzita Pardubice. – 2012. – 42 s.
8. Gerlici J., Lack T., Lacková M. Calculation of the equivalent conicity function of the railway wheelset tread profile at the Delta R function with a negative slope. In: Communications – scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 6, Nr. 2 2004, pp. 49-56
9. Lack T., Gerlici J. *Iterational method for railway wheel tread profile design*. XVIII konferencia naukova – pojazdy szynowe: Katowice-Ustroń, 17-19 września 2008: Materiały konferencyjne, pp. 137-149.
10. Gerlici J., Lack T. *Rail geometry analysis (from the point of view of wearing in the operation)*. In: Communications – scientific letters of the University of Žilina. – 2003. – Vol. 5, No. 1 (2003), (pp. 43-51). ISSN 1335-4205.
11. Gerlici J., Lack T. *Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes*. In: Wear: An international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. – 2011. – Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss. 2011, s. 246-258. ISSN 0043-1648.
12. Technická norma železnic TNŽ 73 63 61. *Geometrická poloha a usporiadanie koľaje s rozchodom 1000 mm* [Geometrical location and layout of track with gauge 1000 mm]; vvedeno v dejstvie 2007-09-01. Bratislava. 2007. – 37 p. Bratislava, 2007 – 37 s.
13. Ivanov M.D., Ponomarev A.A., Ieropol'skij B.K. *Tramvajnye vagonny T-3*. Transport, 1977. – 240 p.
14. Fomin, O.V. Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv [Variations describe the structural designs of freight cars] / O.V. Fomin, A.V. Gostra // Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies.» – Kyiv: DETUT, 2015. – Vyp.26-27. – S.137-147.
15. Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O., Loulova M., Gerlici J., Lack T. *Impact of wheelset steering and wheel profile geometry to the vehicle behavior when passing curved track*. Manufacturing technology: journal for science, research and production. – ISSN 1213-2489. – Vol. 17, no. 3 (2017), pp. 306-312.
16. Gerlici J., Lak T., Hauser V., Manjurova M., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O. *Vizok vagona* [Carriage bogie] Patent UA 114040U, no u 2016 09015, 2017.
17. Hauser V., Gerlici J., Lak T., Loulova M., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O., Prosvirova O.V. *Kolisna para vizka rejkovogo transportnogo zasobu ta kolija krivolinijnoї diljanki* [Railway bogie wheelset and curved track segment] pat. no a201701589, 2017.
18. Loulova M., Hauser V., Gerlici J., Lak T., Nozhenko O.S., Kravchenko O.P., Kravchenko K.O. *Vizok vagona* [Carriage bogie]. Patent UA 119104, no u201703246; 2017.
19. Hauser V., Gerlici J., Kravchenko K.O., Lak T., Loulova M., Nozhenko O.S., Kravchenko O.P. *Komp'juterna programa «vznachennja koordinat tochok geometrii profilju ob'ektu»* [Computer program «defining coordinates points of object profile»] Svidoctvo pro reestraciju avtors'kogo prava na tvir, no 73363, 12.04.2017.

- Юрай Герліці, професор
(завідувач кафедру транспорту та підйомно-транспортної техніки Жилінського університету, Словачія),*
- Володимир Хаусер, к.т.н.
(науковий співробітник кафедри транспорту та підйомно-транспортної техніки Жилінського університету, Словачія),*
- Катерина Кравченко, доц., к.т.н.
(науковий співробітник кафедри транспорту та підйомно-транспортної техніки Жилінського університету, Словачія),*
- Олена Ноженко, доц., к.т.н.
(докторантка кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля),*
- Томаш Лак, доц.
(доцент кафедри транспорту та підйомно-транспортної техніки Жилінського університету, Словачія),*
- Юлія Фоміна, бакалавр
(студентка кафедри транспорту та підйомно-транспортної техніки Жилінського університету, Словачія)*

**ПРОФІЛЬ КОЛЕСА З ДОДАТКОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ КОЧЕННЯ
ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РЕЙКОВОГО ТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ З КРИВОЮ ДІЛЯНКОЮ КОЛІЇ МАЛОГО РАДІУСА**

Особливістю рейкового міського транспорту є наявність кривих малого радіуса від 17 метрів, що вимагає підвищеної уваги. Рух в таких кривих призводить до збільшення впливу на колію, підвищення опору руху транспортного засобу, ковзання в контакті «колесо – рейка», прискореного зносу контактної пари, підвищення шуму. З метою зменшення ковзання в контакті «колесо – рейка» при проходженні трамваєм кривої ділянки колії малого радіуса запропонована конструкція профілю колеса з двома поверхнями кочення, а також специфічна конструкція кривої ділянки колії. Пропонується спосіб руху колісної пари в кривій, в якій звичайна колісна пара не зможе забезпечити рух коченням. Доцільність запропонованого технічного рішення продемонстрована за допомогою імітаційного моделювання руху трамвайного вагона в S-подібній кривій. Авторами розроблена програма, яка містить алгоритм, в якому на основі креслення профілю колеса і рейки створюються файли з вихідними даними профілів, які підходять для прямого імпорту в програму Simpack. У результаті моделювання порівнюються параметри руху трамвайного вагона в рейкової колії звичайної і специфічної конструкції. За допомогою імітаційного моделювання побудована залежність опору руху транспортного засобу від радіуса кривої для різних поверхонь кочення колеса.

Ключові слова: швидкість ковзання в контакті «колесо – рейка», крива ділянка колії малого радіуса, профіль колеса з двома поверхнями кочення.

*Juraj Gerlici, Doctor of Science (Engineering), Professor
(Head of Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina)*

Vladimír Hauser, Ph.D. (Engineering)

(Scientific researcher of Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina)

Kateryna Kravchenko, Ph.D. (Engineering), Assistant Professor

(Scientific researcher of Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina),

Olena Nozhenko, Ph.D. (Engineering), Assistant Professor

(Postdoctoral of Department of Railway, Automobile Transport and Handling Machines, Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University),

Tomas Lack, Ph.D. (Engineering), Assistant Professor

(Docent of Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina),

Yuliia Fomina, bachelor

(Student, Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina)

WHEEL PROFILE WITH THE ADDITIONAL TREAD FOR ROLLING STOCK – TRACK INTERACTION IMPROVEMENT IN CURVED TRACK SECTIONS OF SMALL RADIUSES

Operation on the urban rail lines is specific because of large amount of track curves with radius up to 17 meters. This fact needs special attention. Operation on such strongly curved track increases impact of the vehicle to the track, increases vehicle arc-passing resistance, creepage formation in the rail-wheel contact, fast wear formation of the contact pair and noise emissions. With the aim to minimize creepage in the rail-wheel contact when vehicle passing through track curve of small radius, authors propose to use wheel with double tread design and specific track geometry for strongly curved section. New way of wheelset passing through track curve is proposed. This proposal is aimed for track radius in which common wheelset can no more run by pure rolling. Feasibility of described invention is investigated by tramcar model dynamics simulation when running in S-curved track. By authors was also created computer program, which on the basis of wheel and rail profiles drawings allows to describe them in a specific form, which is suitable for direct import to Simpack calculation software. Results of tramcar dynamical simulation analysis are compared for running in common, as well as for running in proposed track section with specific geometry. By simulation analysis was also obtained vehicle curve-passing resistance according track radius.

Keywords: creep velocity in the rail-wheel contact, curved track section with small radius, wheel profile with two treads.

Стаття надійшла до редакції 18.10.2017 р.

УДК 629.4.083.001.76

Р. Ю. Дьомін

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

ДОСЛІДЖЕННЯ З УБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ПОЗА МЕЖАМИ ПРИЗНАЧЕНОГО СТРОКУ СЛУЖБИ

У статті наведені методичні положення і результати дослідження надійності несучих конструкцій локомотивних візків методом оцінки надійності за експериментальними даними і методом розрахунку на втомну довговічність. На підставі виконаного аналізу відмов рам візків, що виникають в експлуатації, встановлено можливі причини виникнення відмов несучих конструкцій, а також визначено характер їх виникнення. На підставі проведеного порівняльного аналізу двома методами встановлено, що для несучих конструкцій екіпажних частин характерні процеси втомного руйнування, які відбуваються в матеріалах. Проведені розрахунки свідчать, що 95% дефектів несучих конструкцій виникають внаслідок накопичення пошкоджень в металі при тривалому напруженому стані, що призводить до утворення тріщин і руйнування. Згодом, внаслідок зниження втомної довговічності елементів несучих конструкцій, відбуватиметься зниження несучої здатності рам візків. Крім того, представлено методика розрахунку втомної довговічності рамних конструкцій стосовно екіпажної частини. Наведено порядок розрахункової оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій тягового рухомого складу з вичерпаним терміном служби.

Ключові слова: тяговий рухомий склад, несучі конструкції, надійність, довговічність, ймовірність відмови, ресурс.

Постановка проблеми. В процесі експлуатації тягового рухомого складу (ТРС) під дією циклічних знакоперемінних навантажень відбувається зміна механічних та фізичних властивостей металу несучих конструкцій (НК). На певній стадії розвиваються безповоротні явища зниження опору металу руйнуванню, що характеризуються як втомні ушкодження. Процеси руйнування металевих конструкцій спричинені, головним чином, поступовим накопиченням локальних дефектів, ростом деформацій, розвитком тріщин. Разом з тим, у результаті накопичення втомних пошкоджень або залишкових деформацій, а також через недотримання норм проектування або неврахування реальних умов навантаження, неправильного вибору співвідношення між характеристиками міцності та показниками експлуатаційного навантаження відбуваються відмови НК рухомого складу.

© Дьомін Р. Ю., 2018

Відпрацьований ресурс ТРС, з одного боку, та погіршення технічного стану інфраструктури, з другого, призводить до збільшення динамічних впливів на ходові частини, що висуває підвищені вимоги до елементів НК, міцність яких безпосередньо впливає на безпеку руху. Значне зростання дефектів під час експлуатації свідчить про погіршення механічних властивостей матеріалу і зниження в цілому надійності екіпажних частин ТРС. За відсутності можливостей оновлення парку ТРС проблема подовження терміну служби ТРС стає як ніколи актуальною.

Основним завданням робіт з подовження терміну служби ТРС, який вичерпав призначений строк служби, є забезпечення його подальшої експлуатації. Під забезпеченням експлуатації ТРС мають на увазі комплекс робіт, на основі виконання яких може бути змінений раніше призначений термін служби певного типу ТРС та його окремих одиниць. Роботи з забезпечення експлуатації ТРС виконуються з метою найбільш повного використання його фактичного ресурсу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Враховуючи технічний стан та темпи старіння ТРС, Укрзалізницею разом із спеціалізованими науковими організаціями розширюються роботи з оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій (НК) ТРС та поетапного подовження його строку служби. За останнє десятиліття в цьому напрямі науковцями та спеціалістами в галузі рухомого складу залізниць та тяги поїздів проведено низку досліджень практичного спрямування [1 – 5].

У початковий період практика подовження призначених термінів служби ТРС базувалась на обліку досвіду експлуатації і на тих технічних і експериментально-розрахункових положеннях оцінки несучої здатності і довговічності конструкції, які використовувалися при проектуванні і були закладені в нормативно-технічну документацію на виготовлення та експлуатацію відповідного транспортного засобу [6]. За низкою умов експлуатації конструкцій такий підхід дає цілком об'єктивні оцінки. Наприклад, він дозволяє враховувати фактичні геометричні розміри елементів конструкцій, в розрахунках на статичне навантаження і на зіткнення. Разом з тим при розрахунках вузлів на експлуатаційну довговічність виникало багато невизначеностей, пов'язаних з встановленням критеріїв граничного стану, а також з призначенням розрахункових напруг і характеристик опору втомі. Тому для обґрунтування можливості подовження термінів служби передбачалися лабораторні випробування натурних НК рухомого складу [7].

За результатами випробувань однієї конструкції подовжувався термін служби всіх конструкцій цієї серії машин незалежно від їхнього технічного стану. Тим часом результати стендових випробувань безпосередньо залежать від невизначеності вибору конструкції – аналога серії, схеми її навантаження при випробуваннях і реалізації механізмів накопичення втомних пошкоджень ідентичних тим, що мають місце при експлуатації. Подальша практика засвідчила, що результати випробувань натурних конструкцій найдоцільніше використовувати для порівняльних оцінок, а встановлювати по них терміни служби транспортних засобів недостатньо обґрунтовано [6].

Мета роботи полягає у пошуку нових підходів до наукового вирішення питань подальшого подовження терміну служби ТРС за умови гарантованої безпеки руху.

Оцінка надійності екіпажних частин. Сучасні методи дослідження надійності систем ґрунтуються на принципі прийнятного ризику ALARP (as low as reasonably practicable), який являє собою метод, при якому ризик виникнення небезпечної події (смертельного випадку) розглядається на трьох рівнях: прийнятний, допустимий і

неприйнятний. Ідея методу полягає в тому, що по відношенню до ризиків прийнятого рівня вжито всі виправдані заходи для їх зменшення, і подальше зменшення ризику потребує непропорційно великих витрат.

Одиниці ТРС – це складні технічні системи, характеристиками яких є: якість, ефективність, безпека, ризики, готовність і довговічність. Одним з показників надійності елементів складних систем є інтенсивність відмов $\lambda(t)$. Досвід експлуатації таких систем свідчить, що зміна інтенсивності відмов у часі більшості об'єктів описується U-подібною кривою (рис. 1) [8].

Період припрацювання складної технічної системи має підвищену інтенсивність відмов, яка викликана відмовами через дефекти виробництва, монтажу та наладки. У період нормальної експлуатації інтенсивність відмов практично постійна, при цьому відмови носять випадковий характер виникнення і з'являються раптово, перш за все, внаслідок випадкових змін навантажень, недотримання умов експлуатації, несприятливих зовнішніх факторів тощо. Цей період відповідає основному часу експлуатації об'єкта. Зростання інтенсивності відмов характерне для періоду зносу, коли поява більшості відмов викликані зносом, старінням та іншими причинами, пов'язаними з тривалою експлуатацією технічної системи.

Збільшення інтенсивності відмов $\lambda(t)$ може свідчити про втомні процеси руйнування, що протікають в матеріалах НК. Проблема втомних руйнувань у вітчизняних нормах для рейкового рухомого складу вирішується за допомогою закладення запасу міцності за межею витривалості на призначений строк служби, який повинен бути не менше 2 [9]. Натомість в європейських нормативних документах втомну довговічність прийнято визначати за правилом лінійного накопичення ушкоджень [10, 11, 12].

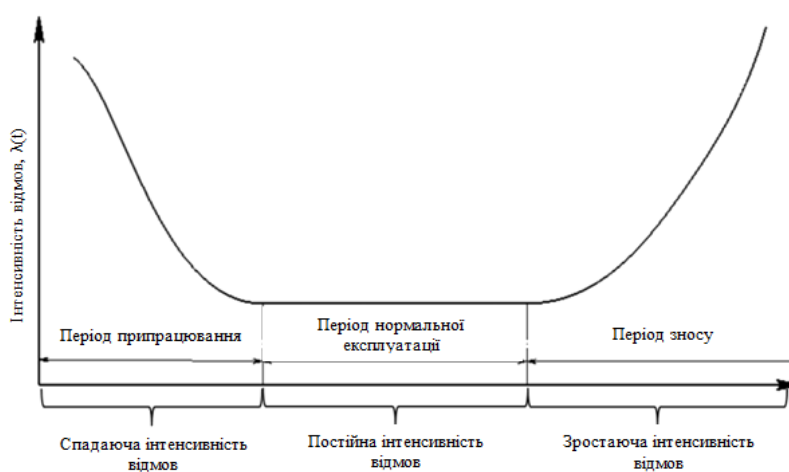


Рис. 1. U-подібна крива

Для дослідження надійності НК візків ТРС понад призначений термін служби вибрано два методи: метод розрахунку на втомну довговічність і метод оцінки надійності за результатами спостережень у процесі експлуатації. Обидва методи досліджують випадкові величини і ґрунтуються на теорії ймовірностей і математичної статистики. Для аналізу обрано статистику за дефектами і тріщинами, які виникають в рамках візків.

Розрахунок на втому ймовірнісними методами дозволяє визначити втомну довговічність за номінальним напруженням на підставі статистичної оцінки параметрів силового дії і призначених характеристик втоми за параметром ймовірності відмови елементів конструкцій. Достовірність розрахункових даних залежить від повноти історії напружено-деформованого стану в розрахунковій точці, а також від характеристик опору втомі. Графік напружень, при яких відбувається руйнування матеріалу при заданому числі циклів навантаження, є кривою втоми або кривою Веллера [13].

Для розрахунків запропоновано метод визначення концентрації напружень заснований на ймовірнісному підході, який полягає в тому, що напруження в концентраторах контролюються за правилом Рунге, а межа витривалості визначається за побудованою діаграмою Сміта [9]. За отриманими напруженнями статичного і квазістатичного розрахунків визначається коефіцієнт асиметрії і будується крива втоми з ймовірністю відмови 5%. Для визначення втомної довговічності в просторі елементарних подій будується поле подій, за яким виконується розрахунок. Розраховані сили прикладаються до кінцевоелементної моделі. Кожній події відповідає реалізація навантажень, використовувана при розрахунку на втомну довговічність.

Метод оцінки надійності НК за результатами спостережень у процесі експлуатації полягає в тому, що зібрані в експлуатації дані про відмови підлягають статистичній обробці, яка зводиться до оцінки параметрів функції розподілу випадкових величин – напрацювань до відмови. Вид функції розподілу відмов спочатку невідомий, тому алгоритм розрахунку складається з побудови варіаційного ряду, прийняття гіпотези щодо виду функції розподілу, перевірки несуперечності експериментальних даних прийнятої гіпотези про вид функції розподілу графічним методом, оцінки параметрів розподілу і перевірки узгодженості досліджуваного розподілу і отриманого теоретично.

Оцінка показників надійності НК ТРС має проводитись лише при наявності достатнього обсягу даних для аналізу та формування вибірки. Як показники надійності НК ТРС повинні розглядатися показники безвідмовності: середній наробіток до відмови, середній наробіток між відмовами та інтенсивність (параметр потоку) відмов.

Для дослідження показників безвідмовності НК ТРС, необхідно формувати вибірку даних зі значень напрацювань до відмови або між відмовами, залежно від виду показника безвідмовності, що досліджується. Зазначені напрацювання є випадковими величинами, розподілення яких досліджується для оцінок показників безвідмовності.

Процедура статистичної обробки даних вибірки повинна базуватись на методах визначення оцінок при невідомому законі розподілення випадкових величин. За результатами проведеної обробки даних визначаються:

- закон ймовірного розподілення випадкових величин, з підтвердженням узгодженості розподілення спеціальними статистичними критеріями;
- розраховані оцінки параметрів розподілення зі встановленою довірчою ймовірністю.

Необхідно обов'язково перевіряти відповідність розподілення відмов законам Вейбулла та нормальному розподіленню, які описують поведінку втомних відмов, інтенсивність яких з часом збільшується. Залежно від визначеного закону розподілення випадкових величин обираються формули для розрахунку показників. Значення показників безвідмовності вказуються у вигляді довірчих інтервалів з заданою довірчою ймовірністю.

Як відомо, розподіл Вейбулла характеризується двома параметрами: параметром форми a й параметром масштабу b . Величина параметра b характеризує вид функції інтенсивності відмов. Оцінка параметрів виконується графічним і розрахунковим методами. Якщо у розрахунках $b > 1$, то з часом інтенсивність відмов буде збільшуватися.

Узгодження досліджуваного розподілу з обраним, тобто гіпотетичним, проводиться за критерієм χ^2 , шляхом порівняння емпіричної гистограми розподілу з її теоретичної щільністю. Після проведених розрахунків, з вірогідністю 0,95, гіпотеза про розподіл відмов НК за законом Вейбулла приймається. За оцінками параметрів a і b розраховується функція розподілу відмов НК електровозів $Q(t)$.

Проведений порівняльний аналіз функцій розподілу відмов НК візків, отриманих методом оцінки надійності за експериментальними даними і шляхом розрахунку на втомну довговічність показав зростання функцій $Q(t)$ зі збільшенням напруження (пробігів), а також продемонстрував збіжність закону розподілу випадкових величин двома методами [6]. Проведені розрахунки свідчать, що 95% дефектів НК виникають внаслідок накопичення пошкоджень в металі при тривалому напруженому стані, що призводить до утворення тріщин і руйнування. Згодом, внаслідок зниження втомної довговічності елементів НК, відбуватиметься зниження несучої здатності рам візків.

Розрахунок втомної довговічності несучих конструкцій. При розрахунку втомної довговічності в небезпечних зонах НК для побудови спектрів щільності потужності напружень приймають той динамічний аналіз з діапазону швидкостей, в якому середньоквадратичне відхилення в небезпечній зоні найбільше. Такий аналіз дає найменшу оцінку довговічності. Для більш точної оцінки втомної довговічності використовують весь діапазон швидкостей.

У кожній небезпечній зоні з точки зору динамічного навантаження обирають точку (вузол кінцево-елементної сітки) в якій будують спектр щільності потужності (СЩП) напружень. Обрані точки називають розрахунковими точками НК. За СЩП напружень визначається основна частота ν_R , якій відповідає найбільша потужність напружень. Якщо за СЩП напружень є декілька частот, в яких потужність напружень є істотною, частоти позначають ν_{Ri} .

Побудова кривих втоми виконується за допомогою схематизованої діаграми границь витривалості в кожній розрахунковій точці. Побудови схематизованої діаграми границь витривалості, зазвичай, виконується за двома або трьома точками. Рекомендовано як першу точку обирати звичайний симетричний цикл σ_{-1} , як другу точку обирають асиметричний цикл $\sigma_0 = 1,4 \dots 1,6 \cdot \sigma_{-1}$, як третю точку обирають простий статичний розтяг σ_B . Отримані точки з'єднуються прямими лініями та обмежуються горизонтальною прямою лінією, що відповідає границі текучості.

За результатами статичного та динамічного аналізу в розрахункових точках визначають статичну σ_m та динамічну σ_v складові напружень. За схематизованою діаграмою границь витривалості, використовуючи розрахункові дані середнього напруження циклу, визначають нормативне значення границі витривалості σ_R та коефіцієнт асиметрії циклу R (рис. 2).

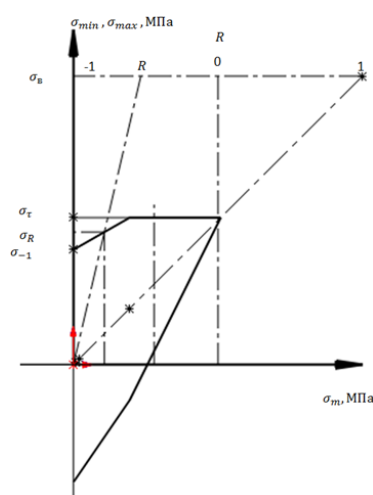


Рис. 2. Схематизована діаграма границь витривалості

Використовуючи побудовану діаграму криву втоми будують за нормативною методикою [9]. Крива втоми за параметром імовірності відмови виражається формулою:

$$\sigma(P; N) = \sigma_R(P) \cdot e^{\frac{A_R}{N(P)+B_R}}, \quad (1)$$

де σ_R , A_R , B_R – параметри кривої втоми при відповідній імовірності відмови P .

Враховуючи, що концентрація напружень в розрахункових точках обчислена методами кінцевих елементів з довірчим інтервалом розрахункових значень напружень не менше 95%, параметр нормативного значення середньоквадратичного відхилення $S_{\sigma_{-1}}$ границі витривалості приймають за першою групою $S_{\sigma_{-1}} = 35$ МПа.

Для коефіцієнтів асиметрії циклу R_σ нормативне значення S_{σ_R} визначається залежно від значення $S_{\sigma_{-1}}$ і R_σ за формулою:

$$S_{\sigma_R} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{-1}} \cdot S_{\sigma_{-1}}. \quad (2)$$

Розрахункова границя витривалості $R_R = \sigma_R(R)$ визначається залежно від допустимої імовірності відмови P (імовірності виникнення втомної тріщини глибиною 2 – 3 мм) за виразом:

$$R_R = \bar{\sigma}_R - Z_P \cdot S_{\sigma_R}, \quad (3)$$

де Z_P – квантиль нормального розподілу для імовірності P (квантиль нормального розподілу для імовірності неруйнування $P = 0,95$ рівний $Z_P = 1,645$, а для $P = 0,975$ – $Z_P = 1,96$).

Якщо на етапі розрахунку втомної довговічності в розрахунковій точці значення максимальних напружень не перевищують розрахункової границі витривалості, при цьому їх різниця не перевищує 5% від розрахункової границі витривалості, дозволяється приймати квантиль нормального розподілу $Z_P = 3$.

Максимальне розрахункове значення динамічних напружень в розрахунковій точці визначається таким чином: $\sigma_{\max} = 3 \sigma_v + \sigma_m$.

Кількість циклів N_{R_R} , необхідних для руйнування, визначається за кривою втоми при максимальному розрахунковому напруженні. Якщо максимальне розрахункове значення динамічних напружень перевищує розрахункову границю витривалості більше ніж на 20 МПа, рекомендовано перевищення границі витривалості розбивати на блоки по 10 МПа та для кожного блоку визначати кількість циклів N_{iR_R} .

Процент імовірних напружень P_{R_R} , які будуть накопичувати пошкодження, визначаються з умови, що динамічні напруження відповідають закону нормального розподілення. Значення P_{R_R} відповідає кількості циклів N_{R_R} необхідних для руйнування. Загальна кількість циклів напружень N_σ визначається за формулою:

$$N_\sigma = \frac{N_{R_R} \cdot 100}{P_{R_R}}. \quad (4)$$

За необхідності розрахунок ведеться за блоками N_{iR_R} . Час T_σ , за який виникає загальна кількість циклів напружень N_σ , дорівнює: $T_\sigma = N_\sigma / \nu_R$.

За необхідності розрахунок ведеться за групою частот ν_{Ri} . Основна частота ν_R або група частот ν_{Ri} мають свою масову частку η або η_i , що визначається за модальним аналізом. Загальний час коливань НК визначається і становить: $T_\Sigma = T_\sigma / \eta$.

Ресурс НК визначається як добуток T_Σ на швидкість обраного діапазону динамічного аналізу: $L = T_\Sigma \cdot \nu_i$. Якщо для розрахунку втомної довговічності використовується весь діапазон швидкостей, тоді ресурс НК визначається за виразом:

$$L = \sum_{i=1}^n \rho_i T_{\Sigma i} \cdot \nu_i.$$

де ρ_i – вагова частка руху ТРС в діапазоні швидкості ν_i .

Строк служби в роках визначається діленням ресурсу L на річний пробіг ТРС.

Висновки і перспективи подальшого використання. Запропоновані удосконалені підходи до оцінки надійності та залишкового ресурсу несучих конструкцій екіпажних частин тягового рухомого складу з вичерпаним строком служби. Одержані результати мають сприяти прийняттю науково обґрунтованих технічних рішень щодо заходів з подовження терміну служби тягового рухомого складу з гарантованою безпекою його функціонування в умовах експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лашко А.Д. Об оптимальных сроках эксплуатации тягового подвижного состава / А.Д. Лашко, В.П. Кулешов, В. И. Дворецкий // *Залізничний транспорт України*. – 2001. – № 5. – С. 2-5.
2. Горобець В.Л. Визначення залишкового ресурсу тягового рухомого складу / В.Л. Горобець, О.І. Паламаренко, В.П. Кулешов // *Залізничний транспорт України*. – 2001. – №1. – С.14-16.
3. Боднар Б.Е. Методы сравнительной оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава / Б.Е. Боднар, В.Л. Горобец, И.М. Грушак // *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля*. – №8 (78). – 2004. – С. 118-126.
4. Довганюк С.С. Применение методов математического моделирования к оценке выносливости рам тележек тягового подвижного состава / С.С. Довганюк, В.Л. Горобец, И.М. Грушак // *Збірник наук. пр. Київського університету економіки і технологій транспорту: Серія «Транспортні системи і технології»*. – Вип. 8. – К.: КУЕТТ, 2005. – С.27-35.
5. Дворецкий В.І. Технічний стан і ресурс несучих конструкцій тягового рухомого складу / В.І. Дворецкий, Р.Ю. Дьомін // *Залізничний транспорт України*. – 2009. – №2/1. – С. 34-37.
6. Дворецкий В.І. Повышение долговечности конструкций железнодорожного подвижного состава с длительной наработкой / В.І. Дворецкий, Е.Ф. Явдошина, Р.Ю. Демин, А.Ю. Черняк // *Залізничний транспорт України*. – 2010. – № 5. – С. 50-54.
7. Вучетич І.І. ВТС – опыт, проблемы / И.И. Вучетич // *Вісник ДНУЗТ*. – Дніпропетровськ, 2006. – 75 с.
8. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем: Пер. с англ. / Б.Диллон, Ч. Сингх. – М.: Мир, 1984. – 318 с.
9. *RD 50 – 694 – 90*. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций.
10. *EUROPEAN STANDARD 13749*. Railway applications – Methods of specifying structural requirements of bogie frames.
11. *EUROPEAN STANDARD 12663-1*. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Railway vehicles other than freight wagons.
12. *UIC 615-4*. Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests.
13. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. /– М.: «Машиностроение», 1975. – 488 с.

REFERENCES

1. Lashko A.D. Ob optymal'nykh srokakh éksploatatsyy tyahovoho podvyzhnoho sostava / A.D. Lashko, V.P. Kuleshov, V.Y. Dvoret'skiy // *Zaliznychnyy transport Ukrayiny*. – 2001. – № 5. – S. 2-5.
2. Horobets' V.L. Vyznachennya zalyshkovoho resursu tyahovoho rukhomoho skladu / V.L. Horobets', O.I. Palamarenko, V.P. Kulyeshov // *Zaliznychnyy transport Ukrayiny*. – 2001. – №1. – S.14-16.
3. Bodnar' B.E. Metody sravnytel'noy otsenky resursa nesushchyykh konstrukt'syy podvyzhnoho sostava / B.E. Bodnar', V.L. Horobets, Y.M. Hrushchak // *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu im. Volodymyra Dalya*. – №8 (78). – 2004. – S. 118-126.
4. Dovhanyuk S.S. Prymenenye metodov matematycheskoho modelyrovannya k otsenke vynoslyvosty ram telezhok tyahovoho podvyzhnoho sostava / S.S. Dovhanyuk, V.L. Horobets, Y.M. Hrushchak // *Zbirnyk nauk. pr. Kyyiv's'koho universytetu ekonomiky i tekhnolohiy transportu: Seriya «Transportni systemy i tekhnolohiyi»*. – Vyp. 8. – K.: KUETT, 2005. – S.27-35.
5. Dvoret's'kiy V.I. Tekhnichnyy stan i resurs nesivnykh konstrukt'siy tyahovoho rukhomoho skladu / V.I. Dvoret's'kiy, R.Yu. D'omin // *Zaliznychnyy transport Ukrayiny*. – 2009. – №2/1. – S. 34-37.
6. Dvoret'skiy V.Y. Povyshenye dolhovechnosty konstrukt'syy zheleznodorozhnoho podvyzhnoho sostava s dlytel'noy narabotkoy / V.Y. Dvoret'skiy, E.F. Yavdoshchyna, R.YU. Demyn, A.YU. Chernyak // *Zaliznychnyy transport Ukrayiny*. – 2010. – № 5. – S. 50-54.
7. Vuchetych Y.Y. VTS – opyt, problemy / Y.Y. Vuchetych // *Visnyk DNUZT*. – Dnipropetrovs'k, 2006. – 75 s.
8. Dyllon B. Ynzhenernye metody obespechenyya nadezhnosty system: Per. s anhl. / B.Dyllon, CH. Synhkh // М: Myr, 1984. – 318 s.
9. *RD 50 – 694 – 90*. Nadezhnost' v tekhnike. Veroyatnostnyy metod rascheta na ustalost' svarykh konstrukt'syy.
10. *EUROPEAN STANDARD 13749*. Railway applications – Methods of specifying structural requirements of bogie frames.

11. *EUROPEAN STANDARD 12663-1*. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Railway vehicles other than freight wagons.

12. *UIC 615-4*. Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests.

13. *Serensen S.V.* Nesushchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost'. Rukovodstvo i spravochnoye posobiye / Serensen S.V., Kogayev V.P., Shneyderovich R.M. // М.: «Mashinostroyeniye», 1975. – 488 s.

Р. Ю. Дёмин

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

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПОСЛЕ ИСТЕЧЕНИЯ НАЗНАЧЕННОГО СРОКА СЛУЖБЫ

В статье приведены методические положения и результаты исследования надежности несущих конструкций локомотивных тележек методом оценки надежности по экспериментальным данным и методом расчета на усталостную долговечность. На основании выполненного анализа отказов рам тележек, возникающих в эксплуатации, установлены возможные причины возникновения отказов несущих конструкций, а также определен характер их возникновения. На основании проведенного сравнительного анализа двумя методами установлено, что для несущих конструкций экипажной части характерны процессы усталостного разрушения, происходящие в материалах. Проведенные расчеты показывают, что 95% дефектов несущих конструкций возникают вследствие накопления повреждений в металле при длительном напряженном состоянии, что приводит к образованию трещин и разрушению. Впоследствии, в результате снижения усталостной долговечности элементов несущих конструкций, будет происходить снижение несущей способности рам тележек. Кроме того, представлена методика расчета усталостной долговечности рамных конструкций относительно экипажной части. Приведен порядок расчетной оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава с истекшим сроком службы.

Ключевые слова: тяговый подвижной состав, несущие конструкции, надежность, долговечность, вероятность отказа, ресурс.

Rostyslav Domin

(Doctoral student of the Department of Railway, Road Transport and Hoisting-and-Transport Machines, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University)

RESEARCH ON THE SAFE OPERATION OF TRACTIVE ROLLING STOCK OUTSIDE OF THE APPOINTED TERMS OF SERVICE

In the article the methodical positions and results of the investigation of the reliability of load-bearing structures of locomotive bogies are given by the method of reliability evaluation by experimental data and the method of calculation for fatigue life. Based on the performed analysis of the failures of bogie frames arising in operation, the possible

causes of failure of load-bearing structures are determined, and the nature of their occurrence is determined. On the basis of the comparative analysis carried out by two methods, it is established that the bearing structures of the crew part are characterized by fatigue failure processes occurring in materials. The performed calculations show that 95% of the defects in load-bearing structures arise from the accumulation of damages in the metal under a prolonged stressed state, which leads to the formation of cracks and destruction. Subsequently, as a result of reducing the fatigue life of the structural elements, there will be a decrease in the carrying capacity of the trolley frames. In addition, a methodology is presented for calculating the fatigue life of frame structures with respect to the crew part. The order of estimated estimation of residual life of load-bearing structures of traction rolling stock with expired service life is given.

Keywords: traction rolling stock, bearing structures, reliability, durability, probability of failure, resource.

Стаття надійшла до редакції 22.11.2017 р.

УДК 666.972.16

О. Ю. Дорошенко, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Будівельні конструкції і споруди», Державний університет інфраструктури та технологій)

ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ ЦЕМЕНТНОГО КАМЕНЮ З МОДИФІКУЮЧИМИ ДОБАВКАМИ

У статті розглядаються властивості цементного бетону з використанням добавок пластифікаторів, суперпластифікаторів та гіперсуперпластифікаторів.
Ключові слова: бетон, транспортні конструкції, добавки, пластифікатори.

В Україні хімічні добавки застосовуються практично у всіх технологіях виробництва бетону, що сприяє появі нових технологій, реалізувати які без добавок було б просто неможливо. Завдяки ефективним хімічним добавкам, сучасний бетон перетворюється у все більш складний композиційний матеріал, властивості якого можуть набагато перевищувати традиційні склади.

З появою суперпластифікаторів в технології приготування цементних бетонів стався значний прогрес. Оптимальне поєднання вказаних добавок-модифікаторів, а при необхідності поєднання з ними в невеликій кількості інших органічних і мінеральних матеріалів дозволяє керувати властивостями бетонних сумішей і модифікувати структуру цементного каменю на мікрорівні з метою надання бетону властивостей, що забезпечує конструкції високу експлуатаційну надійність.

Тільки після створення пластифікуючих добавок, що дозволяють понизити водопотребу більш ніж на 25...30 %, з'явилися такі матеріали, як High Performance Concrete, під якими мають на увазі бетони високої і надвисокої міцності, низької проникності, підвищеної корозійної стійкості і довговічності. Прийнята міжнародним співтовариством концепція високоякісних бетонів (High Performance Concrete, НРС) визначила основні критерії якості бетону з прогнозованими термінами служби понад 100 років.

Впливаючи на процеси формування структури, особливо на початковій (коагуляційній) стадії, пластифікуючі добавки змінюють властивості реології цементної системи, сприяють зниженню водопотреби, що надалі впливає на властивості кристалізаційної структури бетону.

Загальні технічні вимоги регламентують розподіл водоредукуючих добавок по ефективності на чотири групи: слабо-, середньо-, сильнопластифікуючі і суперпластифікуючі, які спеціально приготовані на основі високомолекулярних поверхнево-активних речовин, що беруть активну участь у процесах гідратації, структуроутворення і тверднення цементних систем. При цьому останні повинні забезпечувати зниження водопотреби не менше ніж на 20 %.

© Дорошенко О. Ю., 2018

Введення модифікуючих добавок водоредукуючої дії у поєднанні з іншими органічно-мінеральними добавками є одним з ефективних технологічних, доступних і універсальних способів отримання високоякісного бетону. Високі експлуатаційні властивості бетону забезпечуються як багатокомпонентністю його складу, так і високими функціональними властивостями самих компонентів.

Особлива роль у забезпеченні експлуатаційних властивостей бетону належить поєднанню модифікуючих добавок з дисперсно-армуючими матеріалами.

Як водоредукуючі добавки при дослідженні використовувались різні види пластифікаторів, суперпластифікатори і гіперсуперпластифікатори, молекули яких відрізняються за будовою, складом і механізмом дії. Як суперпластифікатори використовувалися широко відома добавка С-3 на основі нафталінсульфокислоти і формальдегіду і Melment F – 10 на меламінформальдегідній основі. З групи СП на сульфонатмеламіновій основі застосовувалися високофункціональні суперпластифікатори Peramin FP(SMF – 10) і(SMF – 30).

Пластифікатори (С-3, Melment F – 10) є поліаніонні поверхневоактивні речовини, що складаються з СНФ – сульфонафталінформальдегіда (С-3) і СМФ – сульфомеламінформальдегіда (Melment F10). Механізм дії таких пластифікаторів обумовлений електростатичним диспергуванням і ґрунтований на сильному зміщенні потенціалу часток цементу в негативну область.

Диспергування часток цементу відбувається на початку гідратації, при цьому має місце хемосорбція молекул пластифікатора на поверхні часток цементу, особливо при підвищеному вмісті у складі цементу фаз С₃А і СS. При зростанні продуктів гідратації спостерігається різке падіння рухливості системи.

З гіперсуперпластифікаторів нового покоління на полікарбоксилатній основі були досліджені Melflux 1641F, 2641F, 2651F, Melflux PP100F і PP200F виробництва фірми «SKW Polymers» (Німеччина), що дозволяють понизити водопотребу більш ніж на 30 %.

Melflux PP100F і Melflux PP200F роблять значний вплив на гідратацію і використовуються, як правило, в системах, що містять активний глиноземистий цемент. Melflux 1641F рекомендується для активних портландцементів, Melflux 2641F і Melflux 2651F мало впливають на гідратацію і рекомендуються для менш активних цементів. Проте, всі полікарбоксилати Melflux незалежно від довжини полієфірного ланцюжка, мають сильний водоредукуючий ефект.

Крім того, полікарбоксилат Melflux PP100F має ефект компенсації усадки, тоді як інші звичайні пластифікатори практично не впливають на кінетику процесів усадки при зміні вологості цементного каменю.

Для визначення пластифікуючого ефекту використали віскозиметр Сутгарда, який є сталевим циліндром з нержавіючої сталі з внутрішнім діаметром 10 мм і заввишки 40 мм. Зміна водопотреби і рухливості оцінювалася за величиною розпливу. Граничне напруження зсуву при цьому визначалося за формулою:

$$\tau_0 = \frac{hd^2\rho}{kD^2}, \quad (1)$$

де τ_0 – гранична напруга зсуву суспензії, Па;
 h, d – відповідно висота і діаметр віскозиметра, м;
 ρ – густина суспензії, кг/м³;

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

κ – коефіцієнт, що враховує перерозподіл напруги у в'язкопластичних тілах, рівний 2;

D – діаметр розпливу суспензії, м.

Встановлено, що мономінеральні суспензії практично однакової плинності отримані при В/Т відношенні – 0,42 (табл. 1).

Таблиця 1. Реологічні властивості цементних композицій

№ п/п	Вид добавки	Хімічна основа водоредуруючих добавок	В/Т	Розплив, мм
1	-		0,410	23-25
2	C-3	Нафталінформальдегід	0,200	23-24
3	MelmentF-10	Меламінформальдегід	0,20	23-24
4	SMF-10	Сульфонатмеламін	0,192	23-24
5	SMF-30		0,189	23-24
6	SPA		0,190	23-24
7	Melflux 1641F	Полікарбоксилат	0,170	23-24
8	Melflux2641F		0,165	23-24
9	Melflux 265 IF		0,160	23-23
10	Melflux PP100F		0,185	23-24
11	Melflux PP200F		0,190	24-25

Виявлені ефективні пластифікатори на полікарбоксилатній основі Melflux 265IF, Melflux 264IF, Melflux 164IF, для яких водопотреба склала В/Ц=0,16...0,17, і високоочищені добавки на меламінфор-мальдегідній основі Melment F – 10. В той же час, полікарбоксилатні пластифікатори Melflux 164IF, Melflux 264IF, Melflux 265IF, Melflux PP100F, Melflux PP200F чинять значну блокуючу дію на кінетику набору ранньої міцності цементного каменю (табл. 2).

Таблиця 2. Порівняльна оцінка вплив модифікуючих добавок на кінетику набору міцності цементних композицій

№ п/п	Вид добавки	В/Т	Розплив, мм	Міцність у віці, МПа		
				1 діб	3 діб	28 діб
1	2	3	4	5	6	7
1	-	0,410	23-25	4,25	13,75	45,00
2	C-3	0,200	23-24	14,00	33,00	57,50
3	SMF-10	0,192	23-24	16,10	35,75	70,00
4	SMF-30	0,189	23-24	5,00	8,75	40,5
5	SPA	0,190	23-24	16,00	29,50	65,00

Закінчення табл. 2

1	2	3	4	5	6	7
5	SPA	0,190	23-24	16,00	29,50	65,00
6	Melment F-10	0,20	23-24	30,00	40,00	63,25
7	Melflux 1641F	0,170	23-24	0	0	60,50
8	Melflux 2641F	0,165	23-24	0	0	59,50
9	Melflux 265 IF	0,160	23-23	0	20,25	69,50
10	Melflux PP100F	0,185	23-24	0	0	61,00
11	Melflux PP200F	0,190	24-25	0	0	72,00

Вказані модифікатори не забезпечують міцності у віці 1 доби. Для цементного каменю, модифікованого добавкою Melflux 265IF, міцність забезпечується лише у віці 3 доби. Максимальна добова міцність 16,1...30 МПа досягається при використанні добавок на меламінформальдегідній основі Melment F – 10. Перевищення добової міцності цементного каменю з добавкою С-3 складає 229 %.

Встановлено, що введення водоредукуючих добавок на полікарбоксилатній основі забезпечує водоредукуючу дію не менше 35 %. По ефекту впливу на кінетику набору міцності досліджувані пластифікатори можна розташувати в такій зростаючій послідовності: С-3 < Melflux 2641F < Melflux 1641F < Melflux PP100F < Melment F – 10 < SMF – 10 < Melflux PP200F.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Коваль С.В. Модифицирование – магистральное направление совершенствования технологии и свойств бетона / С.В. Коваль // Будівельні матеріали та виробн. – № 4. –2004. – С.20-24.
2. Баженов Ю.М. Бетон с химическими добавками / Ю.М. Баженов, Ф.М. Иванов. – М.: ЦМИПКС, 1987. – 59 с.
3. Батраков В.Г. Применение суперпластификатора в бетоне / В.Г. Батраков, Ф.М. Иванов, В.Р.Фаликман // Строительство и архитектура: Обзорная информация. Серия: Строительные материалы и изделия. – М.: 1981. – 285 с.
4. Трамбовецкий В.П. Рекомендация применения суперпластификаторов в США.// Бетон и железобетон. – № 4. – 1995. – С. 31-32.
5. Трамбовецкий В.П. Бетон в высотном строительстве. // Бетон и железобетон. –№ 11. – 1990. – С. 45-46.
6. Современные добавки для бетонов и краски с необычными свойствами.// Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2003. –№4. – С. 11.
7. Шитков Е.С. Лигносульфонатные пластификаторы нового типа для бетонных смесей и бетонов различного назначения./ А.М. Кириллов и др.// Строительные материалы. – 2002. – № 6.– С. 36-38.
8. «Линамикс» новый пластификатор для строительства. // Строительные материалы. – 2003. – №6. – С. 30.
9. Глекель Ф.Л. Физико-химические основы применения добавок к минеральным вяжущим / Ф.Л. Глекель. – Ташкент: Фан, 1975. – 198 с.
10. Kardumian H. Shrinkage Controlling of Self Compacting High-Strength Concrete / H. Kardumian, S. Kaprielov // Ibausil: Proc.15th Int.Conf.-Weimar, 2003. –V.2.- p.513...523.
11. A high performance polymer cement mortar for repairing cracks in underwater concrete structure // Lu Z., Huang S., Zhou X., Qi Y. // Ibausil: Proc.16th Int.Conf.-Weimar, 2006. –V.2.- P. 335-340.
12. Powers T.C. A Working Hypothesis for Further Studies of Frost Resistance of Concrete / T.C. Powers //Journal of American Concrete Institute. –vol.16. – № 4. – 1945 – pp. 245 – 272.

13. *Добавки в бетон*: Справ. пособие / В.С. Рамачандран, Р.Ф. Фельдман, М. Коллепарди и др. –М.: Стройиздат, 1988. – 575 с.

REFERENCES

1. Koval' S.V. Modificirovanie – magistral'noe napravlenie sovershenstvovaniya tehnologii i svojstv betona / S.V. Koval' // *Budivel'ni materiali ta virobi*, 2004. – № 4. – S.20-24.
2. Bazhenov Ju.M. Beton s himicheskimi dobavkami / Ju.M. Bazhenov, F.M. Ivanov. – М.: СМПКС, 1987. – 59 с.
3. Batrakov V.G. Primenenie superplastifikatora v betone / V.G. Batrakov, F.M. Ivanov, V.R.Falikman // *Stroitel'stvo i arhitektura: Obzornaja informacija. Serija: stroitel'nye materialy i izdelija*. – М.: 1981. – 285 с.
4. Tramboveckij V.P. Rekomendacija primeneniya superplastifikatorov v СІІІА. // *Beton i zhelezobeton*, № 4. – 1995. – S.31...32.
5. Tramboveckij V.P. Beton v vysotnom stroitel'stve. // *Beton i zhelezobeton*, 1990. – № 11. – S.45...46.
6. Sovremennye dobavki dlja betonov i kraski s neobychnymi svojstvami.- *Stroitel'nye materialy, oborudovanie, tehnologii XXI veka*, 200Z. –№4. – S. 11.
7. Shitkov E.S. Lignosul'fonatnye plastifikatory novogo tipa dlja betonnyh smesej i betonov razlichnogo naznachenija./ A.M. Kirillov i dr.// *Stroitel'nye materialy*, 2002.- № 6.- С. 36-38.
8. «Linamiks» novyj plastifikator dlja stroitel'stva. – *Stroitel'nye materialy*, 200Z. – №6. – S.30.
9. Glekel' F.L. Fiziko-himicheskie osnovy primeneniya dobavok k mineral'nyh vjazhushhim / F.L. Glekel'. – Tashkent: Fan, – 1975. – 198 s.
10. Kardumian H. Shrinkage Controlling of Self Compacting High-Strength Concrete / H. Kardumian, S. Kaprielov // *Ibausil: Proc.15th Int.Conf.-Weimar*, 2003. –V.2.- p.513...523.
11. A high performance polymer cement mortar for repairing cracks in underwater concrete structure // Lu Z., Huang S., Zhou X., Qi Y. // *Ibausil: Proc.16th Int.Conf.-Weimar*, 2006. –V.2.- P. 335-340.
12. Powers T.C. A Working Hypothesis for Further Studies of Frost Resistance of Concrete / T.C. Powers // *Journal of American Concrete Institute*, vol.16 № 4, 1945 – pp. 245...272.
13. *Добавки в бетон*: Справ.пособие / V.S.Ramachandran, R.F.Fel'dman, M.Kolleparди i др. –М.: Strojizdat, 1988. – 575 с.

А. Ю. Дорошенко, к.т.н., доцент

(доцент кафедри «Строительные конструкции и сооружения», ГУИТ)

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ЦЕМЕНТНОГО КАМНЯ С МОДИФИЦИРУЮЩИМИ ДОБАВКИ

В статье рассматриваются свойства цементного бетона с использованием добавок пластификаторов, суперпластификаторов и гиперпластификаторов.

Ключевые слова: бетон, транспортные конструкции, добавки, пластификаторы.

*Oleksandra Doroshenko, PhD (Technical Sciences), Associate Professor
(Associate Professor of Building Constructions and Structures Chair, State University of Infrastructure and Technologies)*

FORMING OF STRUCTURE OF CEMENT STONE WITH MODIFYING ADDITIONS

In the article is examined to property of cement concrete with the use of additions of plasticizers, superplasticizers.

Keywords: concrete, transport constructions, additions, plasticizers.

Стаття надійшла до редакції 02.11.2017 р.

УДК 629.4.067.4

*Н. И. Горбунов, д.т.н., профессор
(заведующий кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)*

*М. В. Ковтанец, к.т.н.
(доцент кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)*

*Е. С. Ноженко, к.т.н., доцент
(докторант кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)*

*О. В. Просвинова
(старший преподаватель кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)*

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ СЦЕПНЫХ КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВОВ

Постоянный рост секционной и осевой мощности современных локомотивов остро ставит проблему совершенствования их тяговых качеств, улучшения использования мощности для тяги. В статье проведен обзор и анализ имеющихся теоретических и экспериментальных исследований, направленных на улучшение тяговых и динамических характеристик локомотивов.

На основании изученной информации авторами сформулированы следующие задачи дальнейших исследований для повышения и стабилизации тягово-цепных качеств локомотива: разработка способа повышения тяговых качеств тепловоза на основе учета степени изменения предельных по сцеплению возможностей каждой колесной пары экипажа под действием различных факторов и его реализация в конструкции локомотива путем преднамеренного изменения нагрузок колесных пар на рельсы для выравнивания максимальных сил сцепления на всех колесных парах; получение количественных характеристик влияния динамических факторов на тяговые возможности каждой колесной пары и локомотива в целом; исследование влияния первой и второй ступени рессорного подвешивания на динамические и тяговые качества локомотива; исследование технических решений для улучшения динамических и тяговых качеств локомотива;

*© Горбунов Н. И., Ковтанец М. В., Ноженко Е. С., Просвинова О. В.,
2018*

создание стендового оборудования и измерительных устройств для экспериментального исследования характеристик опытных узлов.

Ключевые слова: *тепловоз, колесные пары, коэффициент сцепления, динамика, тяговые качества, развеска.*

Постановка проблемы. Постоянный рост секционной и осевой мощности современных тепловозов с новой остротой ставят проблему совершенствования их тяговых качеств, улучшения использования мощности для тяги.

Анализ последних исследований и публикаций. Как известно, степень использования мощности силовой установки локомотива определяется взаимным положением характеристики ограничения по сцеплению и по касательной мощности. На рис. 1 представлены тяговые характеристики двух тепловозов различной мощности, причем, $N_{el} > N_{el}$. Диапазон скоростей, в котором действует ограничение по сцеплению, а значит, отсутствует возможность полного использования мощностей (N_{el} или N_{el}), возрастает с увеличением последних $(O-V_2) > (O-V_1)$. Как показывают проведенные исследования режимов работы тепловоза 2ТЭ116, находящегося в рядовой эксплуатации грузового движения, большую часть времени он используется на низких скоростях, реализуя близкие к максимальным значения силы тяги [1]. Продолжительность работы локомотива в диапазоне 0-20 км/ч составляет 40% от общего времени. Для тепловозов большей мощности надо ожидать увеличения продолжительности работы при ограничении мощности по сцеплению, т.е. снижения эффективного ее использования.

Поэтому вопросы повышения максимальных сил сцепления локомотивов и эффективности использования при этом их мощности постоянно находятся в поле зрения ученых и конструкторов.

Цель статьи. Обзор и анализ имеющихся теоретических и экспериментальных исследований, направленных на улучшение тяговых и динамических характеристик локомотивов. На основании полученной информации необходимо сформулировать задачи дальнейших исследований для повышения и стабилизации тягово-сцепных качеств локомотива.

Изложение основного материала исследования

Возможности реализации максимальной силы сцепления в контакте колеса с рельсом

Основным показателем, определяющим потенциальные возможности контакта колеса с рельсом по сцеплению, обычно считают физический коэффициент сцепления ψ_0 , равный отношению максимальной силы сцепления $F_{сч,max}$ развиваемой одиночным колесом при трогании с места при постоянной вертикальной нагрузке P_e и отсутствии каких бы то ни было динамических возмущений, к этой нагрузке.

$$\psi_0 = \frac{F_{сч,max}}{P_e}. \quad (1)$$

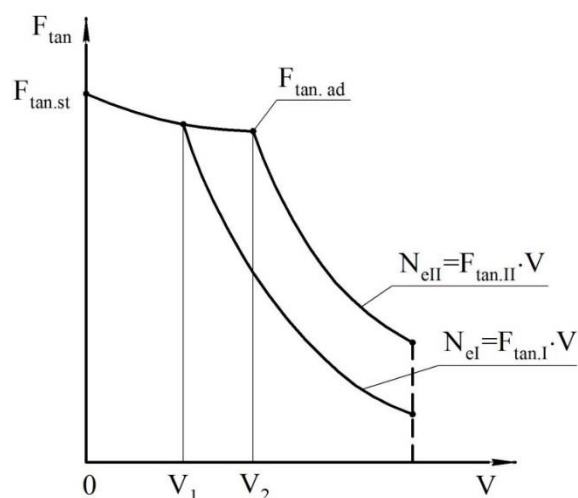


Рис. 1. Тяговая характеристика тепловозов с электрической передачей и разной секционной мощностью (кривые I и II)

Практически все данные по физическому коэффициенту сцепления получены экспериментально. Достаточно надежных расчетных методов его определения пока не существует. В лабораторных условиях при трении стали по стали его значения доходят до 0,6-0,7 [2]. Свидетельством больших резервов контакта двух металлических поверхностей в отношении сцепления являются опыты, описанные в работе [3], в которых удалось получить значения коэффициента трения в вакууме до 5.

Однако на практике физические коэффициенты сцепления, замеренные на железных дорогах, имеют значительный разброс и редко превышают значения 0,40-0,45, зарегистрированы и более низкие значения вплоть до 0,06 [4, 5]. Основной причиной их снижения являются загрязнения поверхностей катания рельсов и колес маслами, пылью в сочетании с водой, остатками песка, опавшей листвой, продуктами износа поверхностей и др.

Влияние динамических показателей локомотива на максимальный коэффициент сцепления

Снижение тяговых возможностей контакта колеса с рельсом с увеличением скорости качения объясняют двумя основными причинами. Во-первых, увеличением интенсивности динамических процессов в системе колесо-рельс. Во-вторых, явлениями, связанными с продолжительностью контактирования, пластичностью материалов колеса и рельса. Что касается последней причины, то возможности ее устранения представляются весьма ограниченными, в то время как первая, связанная с динамическими характеристиками экипажа, вполне поддается управлению.

Не останавливаясь на подробном анализе этих работ, отметим, что в них рассматривались вертикальное и горизонтальное взаимодействие локомотивов и пути, процессы движения в прямых, в кривых и стрелочных переводах, износ колес и рельсов и другие вопросы.

Все чаще появляются работы, посвященные комплексной проблеме тягово-динамических качеств локомотивов, в которых процессы в контактах колес с рельсами

тесно увязываются с динамическими характеристиками экипажа и, наоборот, колебания элементов подвижного состава рассматриваются с учетом закономерностей сцепления [6, 7, 8, 9].

Рядом исследователей отмечено снижение максимального коэффициента сцепления при реализации локомотивом силы тяги в кривых участках пути. В результате проведенных опытов выяснено, что коэффициент в кривых уменьшается на 20-30% [10, 11].

Исследования, направленные на улучшение динамических показателей локомотивов путем конструктивного усовершенствования ходовых частей и прежде всего рессорного подвешивания, кроме основной задачи, решают вопрос улучшения условий сцепления в контакте колеса с рельсами.

Влияние характеристик рессорного подвешивания на тяговые качества локомотива

Одним из важных вопросов, решаемых при конструировании ходовой части локомотивов, является задача равномерного распределения вертикальных нагрузок по колесным парам при реализации силы тяги. Для локомотивов с индивидуальным приводом колесных пар максимальная сила тяги ограничена силой сцепления лимитирующей оси. Максимальное значение силы сцепления определяется как сумма сил сцепления всех его колесных пар, не превышающих силу сцепления лимитирующей.

$$F_{cц.max} = n \cdot F_{cц.max} = n \cdot P_{г.min} \cdot \psi_{max}, \quad (2)$$

где n – число тяговых осей; $F_{cц.max}$ – максимальная сила сцепления лимитирующей оси; $P_{г.min}$ – вертикальная нагрузка на лимитирующей оси; ψ_{max} – максимальный коэффициент сцепления.

В случае достижения на лимитирующей колесной паре максимальной силы сцепления, дальнейшее повышение силы тяги локомотива невозможно, хотя силы сцепления других осей не достигли своего предела, т.е. их тяговые возможности, а вследствие этого и тяговые возможности всего локомотива, недоиспользуются.

Таким образом, локомотив будет реализовывать максимальную силу тяги, когда силы сцепления всех его осей равны между собой.

Причиной появления на локомотиве лимитирующей колесной пары является, прежде всего, перераспределение вертикальных нагрузок из-за действия опрокидывающего момента сил тяги.

Динамический характер реализации силы тяги оказывает большое влияние на процесс сцепления локомотива с рельсами. Опыт отечественного и зарубежного локомотивостроения свидетельствуют о том, что динамические показатели экипажа во многом определяются конструкцией и характеристиками рессорного подвешивания. При разработке перспективных локомотивов перед конструкторами стоит обширный круг предъявляемых требований по уменьшению динамического воздействия на путь, перераспределения нагрузок по колесным парам, равных сил и углов набегания в прямых и кривых участках пути и т.д., что вынуждает к поиску новых технических решений, направленных на совершенствование экипажной части как в первой, так и во второй ступени рессорного подвешивания.

Существенное влияние на тяговые качества тепловоза оказывает неравномерное распределение вертикальных нагрузок по сторонам колесных пар. Согласно полученным зависимостям, каждый процент различия нагрузок между колесами вызывает уве-

личение относительной скорости скольжения оси на 0,25-0,45%, тем самым увеличивая ее склонность к боксованию. Причиной неравномерного распределения нагрузок по сторонам колесной пары могут являться погрешности от развески, неустойчивость кузова локомотива на опорах, возвышение рельса в кривых и т.д. Так, например, при обследовании тепловозов выявлено смещение центра тяжести кузова относительно поперечных осей тележек, достигающее 20 мм, что приводит к изменению нагрузок по сторонам тележек до 20 кН и, как следствие, к повышению скорости относительного скольжения колесных пар.

Поэтому исследования характеристик связей кузова с тележками и дальнейшее совершенствование их конструкций является одним из резервов повышения тяговых качеств локомотивов.

Анализ развития конструктивных схем буксового рессорного подвешивания свидетельствует о стремлении конструкторов решить проблему повышения тяговых качеств локомотивов путем применения сбалансированного рессорного подвешивания. При всех достоинствах сбалансированного подвешивания оно обладает большим весом, более сложное. Кроме того, нельзя считать это решение наиболее эффективным и с точки зрения тяговых качеств, тем более, что возможности индивидуального подвешивания в этом направлении далеко не исчерпаны.

Распределение условий сцепления по колесным парам локомотива

Вопрос влияния динамических показателей локомотива на его тяговые качества приобретает в настоящее время особый интерес. Однако, необходимо отметить, что оценка этого влияния производится по общим динамическим свойствам локомотива без учета особенностей поведения отдельных колесных пар. Очевидным будет предположить, что степень снижения сцепных свойств каждой в отдельности колесной пары локомотива отличается в той же мере, в какой отличаются условия ее динамического взаимодействия с рельсами.

Анализ статистических данных распределения боксований по колесным парам тепловоза с трехосными тележками и индивидуальным рессорным подвешиванием, свидетельствует о том, что четвертая колесная пара, являясь наиболее разгруженной, боксовала только в 24% случаев, а первая ось – в 50% случаев. Для тепловоза со сбалансированным рессорным подвешиванием в подавляющем большинстве случаев (65%) боксовала первая колесная пара несмотря на высокую степень равномерности распределения нагрузок по осям. Это подтверждает предположение о том, что боксование колесной пары определяется не только ее разгрузкой, но и другими факторами, влияющими на условия сцепления.

Остановимся подробнее на работах, определяющих зависимость вертикальных динамических нагрузок в контакте от порядкового номера по ходу движения колесной пары.

Экспериментальные исследования распределения коэффициента вертикальной динамики по колесным парам установили, что траектории всех шести колесных пар подобны, но сдвинуты по фазе: амплитуды колебаний динамической нагрузки на второй и пятой колесных парах составляют 60-70%, а третьей и четвертой – 85-95% от амплитуд 1 и 6 осей (рис. 2).

Уменьшение амплитуд колебаний на средних колесных парах объясняется отличием условий их взаимодействия с рельсовой колеей. Испытания тепловоза также подтвердили неравномерность распределения коэффициента вертикальной динамики по осям.

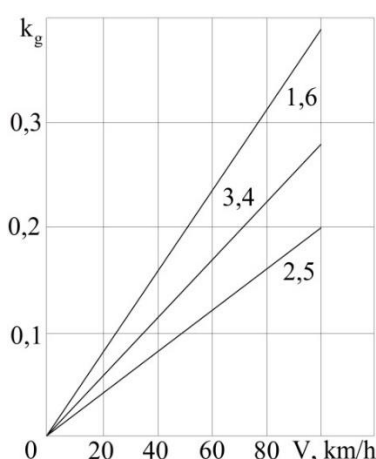


Рис. 2. Распределение коэффициентов вертикальной динамики по 1-й, 2-й, ... 6-й колесным парам

Наибольший коэффициент вертикальной динамики получен по первой (направляющей) оси, наименьший – по средним осям каждой тележки. Испытания тепловоза с заблокированными балансирами (индивидуальное рессорное подвешивание), проведенные с участием авторов, также показали неравномерность динамических прогибов буксовых пружин колесных пар, которая сохраняется практически на всех скоростях движения [12]. Если принять коэффициент вертикальной динамики по первой и шестой оси за 100%, то для третьей и четвертой оси он составил 85%, а для второй и пятой – 60%. Таким образом, лимитирующими с точки зрения динамических разгрузок колесных пар являются первая и шестая оси, а вторая и пятая имеют резерв повышения реализуемой силы тяги.

Исследования колебаний локомотива при трогании с места на горизонтальной площадке и на руководящем подъеме показали, что для тепловоза разгрузка первой колесной пары может достичь 40-50 кН и даже – 60-70 кН.

Анализ полученных результатов показал, что разгрузка лимитирующих колесных пар локомотивов в режиме тяги с учетом колебаний подергивания превышает статические разгрузки от реализуемой силы тяги при постоянном фиксированном ее значении [13], что необходимо учитывать в случаях проведения проверки массы состава при трогании с места, а также при расчете движения с малыми скоростями.

Дальнейшим развитием этих работ явилось бы определение влияния колебаний подергивания локомотива на разгрузку всех его колесных пар и, с учетом этого, определение потенциальных значений максимальной силы их сцепления.

Неравномерность распределения сил, действующих на колесные пары в горизонтальной плоскости, отмечается многими авторами. Действие горизонтального усилия на колесную пару, вызванного неровностями пути в плане, прохождением кривых участков пути или обычным вилянием, обуславливает наличие поперечного проскальзывания.

При движении локомотива в прямом участке пути с небольшими скоростями, когда поперечные колебания экипажа не сопровождаются касанием гребней колес о рельсы, можно считать, что ограничение поперечных перемещений колесных пар обусловлено силами, вызванными их проскальзыванием по рельсам.

Испытания по определению рамных сил, а также воздействия на путь локомотива при движении в прямых и кривых участках пути, а также по стрелочным переводам

показали, что силы эти для каждой колесной пары значительно отличаются. Так многочисленные эксперименты, проведенные на моделях [14], показали, что в кривых участках пути наибольшая рамная сила действует по первой и шестой колесным парам, а вторая и пятая находятся в лучших условиях (рис. 3). Испытания тепловоза, проведенные с участием авторов, выявили неравномерность воздействия на путь колесных пар при прохождении горизонтальных неровностей пути. Наибольшее воздействие оказывает первая по ходу движения колесная пара, а значит и значение ее горизонтального скольжения также наибольшее.

По результатам исследований износа бандажей и подреза гребней колесных пар, проведенных авторами в депо, предельные значения подреза и износа достигаются на первой колесной паре в 87% случаев, а на третьей в 3%, что также является косвенным подтверждением неравномерного распределения поперечных сил, действующих в контактах каждой колесной пары с рельсами. К факторам, по разному проявляющимся на каждой колесной паре, может быть отнесен и физический коэффициент сцепления.

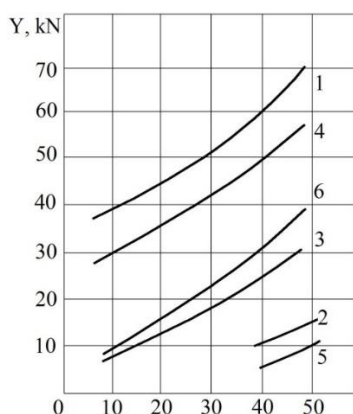


Рис. 3. Распределение рамных сил по колесным парам тепловоза в кривом учатке пути

Рядом экспериментальных исследований доказано существование эффекта механической очистки рельсов колесной парой, реализующей силу тяги и торможения, при этом физический коэффициент сцепления после прохождения каждой колесной пары повышается на 0,01-0,02. Это явление также отмечено при исследовании работы локомотивов по системе многих единиц. Хвостовой локомотив реализует коэффициент сцепления 0,20-0,28 в условиях, когда коэффициент сцепления головного локомотива составляет 0,23-0,25 [15].

Ввиду недостаточности сведений по данному вопросу для различных условий сцепления, особенно при трогании локомотива, авторами среди прочих задач поставлена цель определения количественных зависимостей очистки рельса впереди идущими колесными парами.

Анализ особенностей развески локомотивов

Кроме рассмотренных динамических факторов неравномерность распределения нагрузок колесных пар закладывается уже на этапе развески локомотивов. При определении тяговых качеств тепловозов обычно полагают, что в статическом состоянии все колесные пары имеют одинаковые нагрузки на рельсы. Нагрузка принимается равной номинальной, определенной по формуле:

$$P_{ном} = \frac{G}{n}, \quad (3)$$

где G – расчетный вес тепловоза; n – число колесных пар.

В действительности нагрузки от колесных пар на рельсы имеют отклонения от расчетных, которые, согласно техническим условиям на поставку тепловозов, не должны превышать $\pm 3\%$ [16]. В режиме реализации силы тяги наиболее благоприятные условия для перехода в боксование создаются у той колесной пары, которая имеет наименьшую нагрузку на рельсы при прочих равных условиях; ее называют лимитирующей по развеске. При уменьшении действительной нагрузки колесной пары по сравнению с расчетной (номинальной) на 3% происходит пропорциональное снижение ее максимальной силы тяги, т.е. статический коэффициент использования сцепного веса не превышает 0,97.

Причинами неравномерного распределения нагрузок по колесным парам локомотива в статическом состоянии могут явиться продольное смещение его центра тяжести, различие жесткостей буксовых пружин и опор кузова на тележку, геометрические несовершенства рам кузова и тележек. В процессе эксплуатации локомотивов могут произойти нарушения первоначальной регулировки буксового подвешивания, а также изменения жесткости опор кузова на тележку, например, из-за релаксационных процессов, происходящих в резиновых элементах.

Обследования характеристик вертикальной жесткости упругих элементов рессорного подвешивания показали, что жесткость резино-металлических элементов опор имеет значительный разброс из-за различий в твердости резины и высоте блоков, а отклонения в жесткости буксовых пружин имеют меньший разброс. К тому же, жесткость опор кузова тепловоза значительно больше жесткости буксовых пружин, поэтому отклонения параметров опор оказывают более сильное влияние на перераспределение нагрузок по колесным парам. Кроме того, так как жесткость главной рамы локомотива достаточно велика, то даже сравнительно небольшая неплоскостность ее опорных поверхностей вызывает ощутимое изменение нагрузок по опорам. Из сказанного следует, что основную роль в неравномерном распределении нагрузок от колесных пар на рельсы играют параметры второй ступени рессорного подвешивания.

В работе приведен анализ результатов взвешивания на весах тепловозов на бесчелюстных тележках, у которых индивидуальное рессорное подвешивание. Масса кузова с установленным в нем оборудованием передается через восемь опор с резино-металлическими элементами на две тележки, а от них через комплекты пружин на колесные пары. При взвешивании тепловозов, в случае отклонения осевых нагрузок от требуемых величин, допускается регулировка рессорного подвешивания с помощью прокладок, устанавливаемых между упругими элементами и опорными поверхностями. По результатам взвешиваний выполнена статистическая обработка замеров [17, 18, 19]. Проверка справедливости гипотезы нормальности распределения выборок значений нагрузок на каждую ось тепловозов произведена по показателям асимметрии и эксцесса. Для условий нормального распределения определены математическое ожидание, среднеквадратические отклонения нагрузок на каждой колесной паре тепловоза, а также вычислены коэффициенты использования сцепного веса от развески для средних и минимально-вероятных нагрузок по следующим зависимостям:

$$M(P_{cm}) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n P_j, \quad (4)$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (P_j - M(P_{cm}))^2}, \quad (5)$$

$$P_{cm}^{min} = M(P_{cm}) - 2,5 \cdot S, \quad (6)$$

$$\eta_0^{cp} = \frac{M(P_{cm})}{P_{ном}}, \quad (7)$$

$$\eta_0^{min} = \eta_0^{cp} - 2,5 \cdot \frac{S}{P_{ном}}, \quad (8)$$

Результаты статистической обработки взвешиваний, условные обозначения и их расшифровка представлены в табл. 1 и на рис. 4, 5.

Таблица 1. Результаты статистической обработки взвешиваний

Показатель	Условное обозначение	Номер колесной пары		
		1(6)	2(5)	3(4)
Количество опытов	n	200	200	200
Математическое ожидание нагрузки от колесной пары на рельсы, кН	$M(P_{cm})$	226,1	230,49	228,1
Среднеквадратическое отклонение нагрузки, кН	S	2,77	1,67	2,6
Минимально-вероятное значение нагрузки, кН	P_{cm}^{min}	219,1	225,8	221,6
Коэффициент использования сцепного веса для математического ожидания нагрузки	η_0^{cp}	0,983	1,002	0,991
Коэффициент использования сцепного веса для минимально-вероятного значения нагрузки	η_0^{min}	0,952	0,981	0,963

Полученные результаты показывают: математическое ожидание нагрузок первой и шестой осей колесных пар тепловоза меньше номинальных на 1,7%, третьей и четвертой – на 0,8%, а для второй и пятой – больше номинальной на 0,2%. Разность математических ожиданий нагрузок по осям составляет 1,9-1,0%, т.е. средние колесные пары имеют нагрузки на 1,9% больше, чем первая и шестая, и на 1,0% больше, чем третья – четвертая. Среднеквадратические отклонения нагрузок средних колесных пар каждой тележки меньше, чем крайних, на 1,1-0,9 кН. Характерной особенностью распределения нагрузок от колесных пар на рельсы является то обстоятельство, что лимитирующими с точки зрения развески оказываются крайние колесные пары тележек. Причем, действительные нагрузки крайних колесных пар тележек оказываются близкими к максимально-вероятному значению у одной и минимально-вероятному значению у другой. Для минимально-вероятных значений нагрузок от колесных пар на рельсы разность между их значениями для средних и крайних колесных пар составляет 6,7-4,2 кН.

Таким образом, анализ взвешиваний тепловозов показал, что распределение нагрузок по колесным парам характерно тем, что крайние колесные пары каждой тележки имеют нагрузки меньше номинальной, а математические ожидания нагрузок средних

колесных пар на 1-2% больше, чем для крайних. Для минимально-вероятных значений нагрузок эта разность составляет 2,9-1,8%, т.е. средние колесные пары тележек имеют некоторый запас по сцеплению, в сравнении с крайними.



Рис. 4. Статические характеристики распределения нагрузок от колесных пар на рельсы

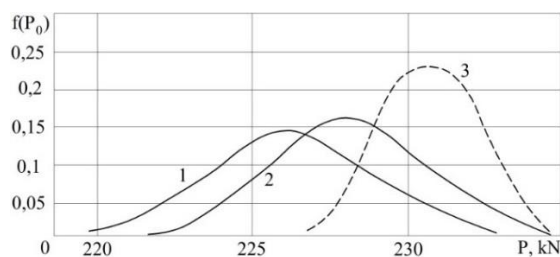


Рис. 5. Функции распределения нагрузок от колесных пар на рельсы при развеске

После пробега 200 тыс. км нагрузки на опорах изменяются еще в большей степени вследствие неодинаковой высоты и жесткости резинометаллических элементов. При этом перегрузка отдельных опор может достигать 6-8%, что в свою очередь приводит к изменению нагрузок по колесным парам. Отклонения нагрузок по колесным парам еще при не самых неблагоприятных комбинациях отклонений нагрузок по опорам достигают 4,0-4,5% и даже 6,0-7,0%. Замеры нагрузок на колесных парах у тепловозов с вышеуказанными пробегами показали, что разность в нагрузках крайних и средних колесных пар тележек достигает 3,0-4,5%.

Проведенный анализ развески локомотивов позволяет сделать вывод о том, что средние колесные пары каждой тележки находятся в лучших по сцеплению условиях и не могут являться лимитирующими с точки зрения развески.

Максимальную силу сцепления колесной пары локомотива можно представить как функцию двух переменных – составляющей вертикальной нагрузки на ось $P_{\sigma i}$ и коэффициента сцепления $\psi_{max i}$. Задача реализации максимальной силы сцепления

$F_{cи,max}^{лок}$ локомотивом с индивидуальным приводом колесных пар, очевидно, будет решена в случае одновременного достижения всеми колесными парами своих пределов по сцеплению, т.е.

$$F_{cи,max1} = F_{cи,max2} = \dots = F_{cи,maxn}, \quad (9)$$

или

$$P_{\epsilon i} \cdot \psi_{maxi} = idem \cdot (i = 1, 2, \dots, n). \quad (10)$$

Одним из основных способов решения этой задачи считается создание устройств и конструкций ходовых частей, позволяющих выравнять статические составляющие нагрузки от колесных пар на рельсы за счет компенсации их перераспределения в режиме тяги. При этом руководствуются соображениями, что локомотив, создающий на всех режимах движения равные статические составляющие нагрузки от колесных пар на рельсовый путь имеет наилучшие тяговые качества. Существует целое направление по повышению коэффициента использования сцепного веса, который, собственно, и характеризует степень неравномерности этих нагрузок. Проведенный автором анализ особенностей реализации колесными парами локомотива сил сцепления показывает ограниченность эффективности методов, основанных на таком подходе из-за существенных отличий в условиях сцепления разных колесных пар. В самом деле, как видно из (10), равенство $P_{\epsilon 1} = P_{\epsilon 2} = \dots = P_{\epsilon n}$ не обеспечивает условия (10) из-за отличий ψ_{maxi} . К числу факторов, влияющих на условия каждой из колесных пар, относятся коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики, продольные и поперечные проскальзывания в контактах, вертикальные нагрузки, эффект очистки рельса впереди идущим колесом и т.п.

Экспериментальными и теоретическими исследованиями отмечено, что коэффициенты вертикальной динамики для первой колесной пары, как правило, на 40-60% выше, чем на второй, и на 15-20% выше, чем на третьей. Коэффициенты горизонтальной динамики для первой колесной пары соответственно выше на 40-50% и на 20-25%. Очистка рельсов впереди идущей колесной парой повышает физический коэффициент сцепления на второй и третьей колесных парах соответственно на 2-6% и 6-12%.

Безусловно, работы по улучшению динамики локомотивов, как правило, способствуют уменьшению динамических показателей по осям, но вряд ли можно надеяться, что такое выравнивание будет полностью достигнуто. Если ввести понятие коэффициента использования сцепления как показателя, характеризующего степень снижения потенциальных возможностей колесной пары, определяемых физическим коэффициентом сцепления под действием различных факторов, то выражение (10) представляется в виде:

$$P_{\epsilon 1} \cdot \Psi_0 \cdot \chi_{1j} = P_{\epsilon 2} \cdot \Psi_0 \cdot \chi_{2j} = \dots = P_{\epsilon n} \cdot \Psi_0 \cdot \chi_{ij}, \quad (11)$$

где χ_1, χ_2, χ_i – коэффициенты использования сцепления колесных пар.

Коэффициент использования сцепления является интегральным показателем, характеризующим снижение максимального коэффициента сцепления по сравнению с физическим от различных факторов. Представим коэффициент использования сцепления i -й колесной пары в виде произведения:

$$\chi_i = \prod_{j=1}^N \chi_{ij}, \quad (12)$$

где χ_{ij} – коэффициенты использования сцепления от j -го фактора; N – количество учитываемых факторов.

Сведения о величинах коэффициентов χ_{ij} крайне ограничены. Определение их конкретных значений осложняется зависимостью от конструктивного исполнения экипажной части локомотивов. Оценка структуры и значений коэффициента использования сцепления для каждой колесной пары представляется автору как одна из основных задач диссертационной работы.

Такой подход позволил предложить способ повышения тяговых качеств локомотива, заключающийся в преднамеренном изменении нагрузок от колесных пар на рельсы с целью максимального сближения предельных сил сцепления колесных пар.

В качестве целевой функции при решении задачи может быть принята:

$$Ц = \sum_{j=1}^n \cdot \sum_{i=1}^n \left| P_{\sigma i} \cdot \psi_{maxi} - P_{\sigma v} \cdot \psi_{maxvi} \right| \rightarrow \min, \quad (13)$$

$$Ц = \sum_{j=1}^n \cdot \sum_{i=1}^n \left| P_{\sigma i} \cdot \chi_{ij} - P_{\sigma v} \cdot \chi_{vj} \right| \rightarrow \min. \quad (14)$$

При этом коэффициенты использования сцепления χ_{ij} со своей сложной структурой рассматриваются как величины с ограниченными возможностями управления, в то время как изменение величины $P_{\sigma i}$ позволяет наиболее просто и эффективно достигать минимума целевой функции.

Выводы. Таким образом, на основании обзора и анализа, имеющихся теоретических и экспериментальных исследований, направленных на улучшение тяговых и динамических характеристик локомотивов, сформулированы следующие задачи исследований [20, 21, 22, 23]:

- разработка способа повышения тяговых качеств тепловоза на основе учета степени изменения предельных по сцеплению возможностей каждой колесной пары экипажа под действием различных факторов и его реализация в конструкции локомотива путем преднамеренного изменения нагрузок колесных пар на рельсы для выравнивания максимальных сил сцепления на всех колесных парах;
- получение количественных характеристик влияния динамических факторов на тяговые возможности каждой колесной пары и локомотива в целом;
- исследовать влияние первой и второй ступени рессорного подвешивания на динамические и тяговые качества локомотива;
- создание исследование технических решений для улучшения динамических и тяговых качеств локомотива;
- создание стендового оборудования и измерительных устройств для экспериментального исследования характеристик опытных узлов.

Благодарность. Исследования проводились на основе научного исследовательской работы «Создание многофункциональных наукоемких методов энергетического управления инженерией поверхностей контакта «колесо – рельс» для обеспечения эколого-эффективной передачи мощности» (№ гос. регистрации 0117U000561), финансируемых Министерством образования и науки Украины. Публикация содержит результаты исследований, проведенных по гранту Президента

Украины по конкурсному проекту Ф70 (№ гос. регистрации 0117U006252) Государственного фонда фундаментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудинов В.С. Режимы работы тепловозов 2ТЭ116 / В.С. Кудинов, С.И. Долгополов // Транспортное машиностроение. – М., 1979. – С. 13-15.
2. Генкин М.Д. Исследование характера изменения коэффициентов трения при качении с малым скольжением / М.Д. Генкин, Ю.А. Мишарин, В.С. Прохоров // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1960. № 1. – С. 63-68.
3. Novion M. Connaissances Nouvelles sur L'adhérence des Locomotives Electriques / M. Novion, M. Bernard // Revu Generale des Chemins de fer. – 1961. – У 3. – Р. 133-157.
4. Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности / Ю.М. Лужнов. – М.: Интекст, 2003. – 144 с.
5. Попов В.А. Влияние фрикционных процессов на реализацию сцепления колес локомотива с рельсами: дис... к.т.н.: 05.22.07 / В.А. Попов. – М., 1984. – 206 с.
6. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Минов Д.К. – М.: Транспорт, 1965. – 226 с.
7. Павленко П.А. Динамический анализ и синтез параметров транспортных приводов при различных моделях упругофрикционного контакта ведомых звеньев / П.А. Павленко, В.В. Кучелевич // Материалы Второй Всесоюзной конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. – Челябинск, 1977. – С. 28-36.
8. Потапов А.С. Влияние кривых на расчетную силу тяги электровоза по сцеплению / А.С. Потапов // Вестник ВНИИЖТ. – 1986. – №3. – С. 18-20.
9. Потураев В.Н. Прикладная механика резины / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, И.И. Крут. – К.: Наукова думка, 1975. – 214 с.
10. Суворов А.Г. Влияние колебаний тележки на реализуемую силу тяги при независимом и последовательном возбуждении тяговых двигателей / А.Г. Суворов // Вестник ВНИИЖТ. – 1985. – № 8. – С. 16-18.
11. Тибилов Т.А. Динамическое вписывание локомотивов с повышенными осевыми нагрузками в кривые участки пути при реализации силы тяги / Т.А. Тибилов, Ю.С. Оболенский // Повышение эффективности и качества работы электроподвижного состава. – Ростов-на-Дону, 1984. – С. 23-38.
12. Гундарь В.П. Результаты динамических и по воздействию на стрелочные переводы испытаний тепловоза 2ТЭ121 с некоторыми конструктивными особенностями экипажной части / В.П. Гундарь, Н.И. Горбунов, В.С. Титаренко, М.Л. Бурка // Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Тез. докл. Всесоюз. научно-технич. конф., Ворошиловград, 21-23 мая 1985 г. – Ворошиловград, 1985. – С. 29.
13. Андреев А.А. Особенности тяговых и динамических качеств локомотива с упругим продольным сопряжением кузова и тележек: Автореф. дис- канд. техн.наук. – Днепропетровск, 1960. – 21 с.
14. Камаев А.А. Динамика подвижного состава железных дорог. Исследования методом моделирования / А.А. Камаев, В.А. Камаева. – Тула, 1976. – 149 с.
15. Фаминский Г.В. Снова об эффективности использования песка, о системе пескоподачи на локомотивах / Г.В. Фаминский // Электрическая и тепловозная тяга. – 1964. – № 9. – С.15-23.
16. Фурфрянский Н.А. Развитие локомотивной тяги / Н.А. Фурфрянский, А.С. Нестеров, А.Н. Долганов и др. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.
17. Горбунов Н.И. Особенности развески тепловозов типа 2ТЭП6, 2ТЭ10М и пути улучшения их тяговых качеств / Н.И. Горбунов, В.А. Слащев, Н.И. Крышталь. – Ворошиловград, 1986. – 11 с.
18. Фомін О.В. Аналіз доцільності застосування шестигранних порожнистих профілів як складових елементів несучих систем напіввагонів / О.В. Фомін // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна: науковий журнал. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2014. – Вип. 6(54). – С. 146-153.
19. Фомін О.В. Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів / О.В. Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип. 26-27. – С. 137-147.
20. Горбунов Н.И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет усовершенствования упругих связей тележек: дис... к.т.н.: 05.22.07 / Н.И. Горбунов; ДИИТ. – Днепропетровск, 1987. – 180 с.

21. Ковтанец М.В. Улучшение сцепных характеристик локомотива струйно-абразивным воздействием на зону контакта движущего колеса с рельсом: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Ковтанец; ВНУ им. В. Даля. – Северодонецк, 2015. – 206 с.

22. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / Mykola Gorbunov, Vaclav Pistek, Maksym Kovtanets, Olena Nozhenko, Sergii Kara, Pavel Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159 – 164.

23. Gerlici J. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, R. Domin, M. Kovtanets, T. Lack // «Manufacturing Technology». April 2017, Vol. 17, № 2. – p. 179-186.

REFERENCES

1. Kudinov B.C., Dolgoplov S.I. Rezhimy raboty teplovozov 2TE116 [Modes of operation of diesel locomotives] *Transportnoe mashinostroyeniye*. – *Transportation engineering*. – M., 1979. – pp. 13-15.

2. Genkin M.D., Misharin Y.A., Prohorov B.C. Issledovanie haraktera izmeneniya koeffitsientov treniya pri kachenii s malym skolzheniem [Study of the character of changes of friction coefficient in rolling with small slide] *Izvestiya vuzov. Ser. Mashinostroyeniye*. – *Universities news, Machinery series*, 1960, pp. 63-68.

3. Novion M., Bernard M. *Connaisances Nouvelles sur L'adherence des Locomotives Electriques* / M. Novion, Revu Jenerala dos Chemins de fer., 1961., U 3, pp. 133-157.

4. Luzhnov Y.M. *Stsepleniye koles s relsami. Priroda i zakonomernosti* [Coupling of wheels with rails. The nature and patterns] – M.: Intekst, 2003. – 144 p.

5. Popov V.A. *Vliyaniye friktsionnykh protsessov na realizatsiyu stsepleniya koles lokomotiva s relsami* [Influence of the friction processes on the implementation of the traction of the locomotive with rails]. – M., 1984. – 206 p.

6. Minov D.K. *Povyisheniye tyagovykh svoystv elektrovozov i teplovozov s elektricheskoy peredachey* [Improve traction properties of electric locomotives and diesel locomotives with electric transmission] –M.: Transport, 1965.–226 p.

7. Pavlenko P.A., Kuchelevich V.V. *Dinamicheskiy analiz i sintez parametrov transportnykh privodov pri razlichnykh modelyakh uprugofriktsionnogo kontakta vedomykh zvenev* [Dynamic analysis and synthesis of parameters of transport drives in various models professional contact of the driven links] *Materialy Vtoroy Vsesoyuznoy konferentsii po inertionno-impulsnyim mekhanizmom, privodam i ustroystvam.*, – *Proceedings of the Second all-Union conference on inertial pulsed mechanism, drives and devices*, Chelyabinsk, 1977, pp. 28-36.

8. Potapov A.S. *Vliyaniye krivykh na raschetnyuyu silu tyagi elektrovoza po stsepleniyu* [Effect of curves on the calculated tractive force of the locomotive coupling] *Vestnik VNIIZhT – VNIIZhT Chronicle*, 1986, №3, pp. 18-20.

9. Poturaev V.N., Dyirda V.I., Krut I.I. *Prikladnaya mekhanika rezinyi* [Applied mechanics of rubber] – Kiev: Naukova dumka, 1975. – 214 p.

10. Suvorov A.G. *Vliyaniye kolebaniy telezhki na realizuemuyu silu tyagi pri nezavisimom i posledovatelnom vzbuzhdenii tyagovykh dvigateley* [Impact of fluctuations in truck for traction with independent and sequential excitation of the traction motors] *Vestnik VNIIZhT – VNIIZhT Chronicle*, 1985, pp. 16-18.

11. Tibilov T.A., Obolenskiy Y.S. *Dinamicheskoe vpiisyvaniye lokomotivov s povyshennymi osevyimi nagruzkami v krivyie uchastki puti pri realizatsii sily tyagi* [Dynamic fit locomotives with high axial loads in curves track sections when implementing traction] *Povyisheniye effektivnosti i kachestva raboty elektropodvizhnogo sostava – Improving the efficiency and quality of work of the electric rolling stock*. – Rostov-na-Donu, 1984, pp. 23-38.

12. Gundar V.P., Gorbunov N.I., Titarenko V.S., Burka M.L. *Rezultaty dinamicheskikh i po vozdeystviyu na strelochnyie perevodyi ispytaniy teplovoza 2TE121 s nekotoryimi konstruktivnyimi osobennostyami ekipazhnoy chasti* [Results of dynamic and effect on turnouts testing of the locomotive 2ТЭ121 with some design features undercarriage] *Sozdaniye i tehnikeskoe obsluzhivaniye lokomotivov bolshoy moschnosti: Tez. dokl. Vsesoyuzn. nauchno-tehnich. konf. – Creation and maintenance of locomotives of greater power*. – Voroshilovgrad, 1985. – p. 29.

13. Andreev A.A. *Osobennosti tyagovykh i dinamicheskikh kachestv lokomotiva s uprugim prodolnym sopryazheniem kuzova i telezhok* [Peculiarities of traction and dynamic qualities of the locomotive with the elastic longitudinal coupling of the body and trucks] – Dnepropetrovsk, 1960. – 21 p.

14. Kamaev A.A., Kamaev V.A. *Dinamika podvizhnogo sostava zheleznykh dorog. Issledovaniya metodom modelirovaniya* [Dynamics of railway rolling stock. Study by simulation] – Tula, 1976. – 149 p.

15. Faminskiy G.V. *Snova ob effektivnosti ispolzovaniya peska, o sisteme peskopodachi na lokomotivah* [Again about the effectiveness of the sand system escapade on locomotives] *Elektricheskaya i teplovoznaya tyaga – Electric and diesel traction*, 1964. – pp. 15-23.

16. Fufryanskiy N.A., Nesterov A.S., Dolganov A.N. *Razvitiye lokomotivnoy tyagi* [The development of locomotive traction] – M.: Transport, 1982. – 303 p.

17. Gorbunov N.I., Slashev V.A., Kryshstal N.I. *Osobennosti razveski teplovozov tipa 2TEP6, 2TE10M i puti uluchsheniya ih tyagovyih kachestv* [Features hanging locomotives type 2ТЭП6, 2TE10M and ways to improve their traction qualities]. – Voroshilovgrad, 1986. – 11 p.

18. Fomin O.V. Analiz dotsilnosti zastosuvannya shestyhrannykh porozhnystykh profiliv v yakosti skladovykh elementiv nesuchykh system napivvahoniv [Analysis of the appropriateness of the use of hexagonal hollow profiles as components of the bearing systems of gondola cars] // *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana, Nauka ta prohres transportu*, 2014, № 6 (54), pp. 146-153.

19. Fomin O.V., Gostra A.V. Variacijne opisanija konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv [Variations describe the structural designs of freight cars] // *Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies»*. – Kyiv: DETUT, 2015, Vyp.26-27 – pp. 137-147.

20. Gorbunov N.I. *Povyshenie tyagovyih kachestv teplovozov za schet usovershenstvovaniya uprugih svyazey telezhek* Cand. Diss. [Improving the traction qualities of the locomotive by improving elastic ties carts Cand. Diss.]. – Dnepropetrovsk, 1987. – 180 p.

21. Kovtanets M.V. *Uluchshenie stepnyih charakteristik lokomotiva struyno-abrazivnym vozdeystviem na zonu kontakta dvizhushchego koleasa s relsom* Cand. Diss. [Improvement of the adhesion characteristics of the locomotive jet abrasive effect on the contact zone of the driving wheel and the rail Cand. Diss.] –Severodonetsk, 2015. – 206 p.

22. Gorbunov M., Pistek V., Kovtanets M., Nozhenko O., Kara S., Kučera P. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / *JVE International LTD. Vibroengineering Procedia*, Sep 2017, Vol. 13, ISSN 2345-0533, pp. 159-164.

23. Gerlici J., Gorgunov M., Kravchenko K., Domin R., Kovtanets M., Lack T. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / *Manufacturing Technology*, April 2017, Vol. 17, № 2, pp. 179-186.

М. І. Горбунов, д.т.н., професор

(завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля)

М. В. Ковтанець, к.т.н.

(доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля)

Є. С. Ноженко, к.т.н., доцент

(докторант кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля)

О. В. Просвірова,

(ст. викладач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля)

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЗЧІПНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВІВ

Постійне зростання секційної та осьової потужності сучасних локомотивів гостро висувають проблему вдосконалення їх тягових якостей, поліпшення використання потужності для тяги. У статті проведено огляд та аналіз наявних теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на поліпшення тягових та динамічних характеристик локомотивів.

На підставі вивченої інформації авторами сформульовані такі завдання подальших досліджень для підвищення і стабілізації тягово-зчипних якостей локомотива: розробка способу підвищення тягових якостей тепловоза на основі врахування ступеня зміни граничних по зчепленню можливостей кожної колісної пари екіпажу під дією різних факторів і його реалізація в конструкції локомотива шляхом навмисної

зміни навантажень колісних пар на рейки для вирівнювання максимальних сил зчеплення на всіх колісних парах; отримання кількісних характеристик впливу динамічних факторів на тягові можливості кожної колісної пари і локомотива в цілому; дослідження впливу першого і другого ступеня ресорного підвищення на динамічні і тягові якості локомотива; створення дослідження технічних рішень для поліпшення динамічних і тягових якостей локомотива; створення стендового обладнання і вимірювальних пристроїв для експериментального дослідження характеристик дослідних вузлів.

Ключові слова: тепловоз, колісні пари, коефіцієнт зчеплення, динаміка, тягові якості, розвіска.

*Nikolai I. Gorbunov, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(Head of faculty of a railway, motor transport and hoisting-and-transport machines
Volodymyr Dahl East Ukrainian National University)*

*Maxim V. Kovtanets, PhD (Technical Sciences)
(Associate Professor of faculty of a railway, motor transport and hoisting-and-transport machines
Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University)*

*Elena S. Nozhenko, PhD (Technical Sciences), Associate Professor
(Doctoral candidate of faculty of a railway, motor transport and hoisting-and-transport machines
Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University)*

*Olga V. Prosvirova
(Senior lecturer of faculty of a railway, motor transport and hoisting-and-transport machines
Volodymyr Dahl East Ukrainian National University Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University)*

ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF WAYS TO IMPROVE ADHESIVE QUALITIES OF LOCOMOTIVES

The constant growth of sectional and axial power in modern locomotives brings the problem of improvement of their traction qualities and improvement of power use for traction with new urgency. The article gives a review and analysis of existing theoretical and experimental studies to improve traction and dynamic characteristics of the locomotive.

Based on the research information, the authors have formulated the following tasks for further research to improve and stabilize the traction qualities of the locomotive: development of a method for improving the traction qualities of the locomotive on the basis of the degree of adhesion limit change capabilities of each wheel pair of the locomotive under the influence of various factors and its implementation in the locomotive design by a deliberate change of wheelset loads on the rails to align the maximum of the adhesion forces on all wheel pairs; obtaining quantitative characteristics of dynamic factors influence on the towing abilities of each of the pair of wheels and the locomotive as a whole; the study of the first and second stage spring suspension influence on the locomotive dynamic and driving characteristics; creating technical solutions to improve the dynamic and traction qualities of the locomotive, creation of stand equipment and measuring devices for experimental research characteristics of experimental sites.

Keywords: locomotive, wheel pair, the coefficient of adhesion, dynamics, traction quality, hanging.

Стаття надійшла до редакції 19.10.2017 р.

УДК 656.2

В. Б. Іванов, к.т.н., доцент

(доцент кафедри «Менеджмент», Національний транспортний університет, м. Київ)

В. І. Косенко, к.т.н., доцент

(доцент кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний університет інфраструктури та технологій, м. Київ)

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ПРИВОДИ ДОПОМІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ

*Скорочення витрат енергії на виконання залізничних перевезень забезпечується шляхом оптимізації роботи всіх систем та механізмів локомотивів, зокрема вентиляторів, компресорів, генераторів, насосів гідростатики. На відміну від традиційної технології регулювання приводів допоміжних механізмів за допомогою байпасування, система *Voith Flow System* регулює роботу механізмів, безпосередньо керуючи продуктивністю масляних насосів, що суттєво скорочує витрати енергії та покращує регулювання системи приводу в цілому.*

Ключові слова: допоміжні агрегати, гідростатичні приводи, байпасування, продуктивність масляного насоса, енергоефективні приводи.

Проблема економії енергетичних ресурсів при виконанні залізничних перевезень вимагає уваги не лише до конструкції силового агрегата та трансмісії, але й до всіх систем та механізмів локомотивів, що є споживачами енергії. Значні резерви економії існують в оптимізації роботи приводів вентиляторів системи охолодження, компресорів, генераторів, насосів гідростатики. При цьому приводи допоміжних агрегатів, що використовуються в дизельних локомотивах, повинні відповідати цілій низці вимог, зокрема:

- для вентиляторів охолодження необхідне безступеневе регулювання швидкості, що є адаптованим до заданої температури;
- для компресорів необхідна можливість поєднання короткочасної роботи з тривалими періодами простою;
- генератори вимагають підтримання постійної швидкості обертання за умов коливань рівня споживання енергії.

Забезпечити виконання перерахованих вимог можна при застосуванні ефективних систем регулювання приводів допоміжних механізмів, що пропонують практичні та нескладні в експлуатації рішення.

Традиційно регулювання гідростатичних приводів допоміжних механізмів здійснюється за технологією байпасування, тобто шляхом відкриття або закриття перепускного клапана, що обмежує потік рідини, яку гідронасос постійної чи регульованої продуктивності подає на гідромотор. В приводах вентиляторів швидкість

© Іванов В. Б., Косенко В. І., 2018

обертання змінюється безступенево за рахунок часткового або пропорційного відкриття перепускного клапана.

За повністю закритого клапана використовується весь потік оливи та досягається максимальна швидкість обертання вентилятора. Якщо необхідно зупинити вентилятор, весь потік оливи направляється через перепускний клапан і, таким чином, вся енергія, що витрачається, являє собою прямі втрати. На відміну від вентилятора режим роботи компресора передбачає або постійну швидкість обертання, або повну зупинку. Постійний потік рідини, що подається від гідронасоса до гідромотора, забезпечує встановлення діафрагми відповідного розміру, а відключення компресора досягається за рахунок повного відкриття перепускного клапана. Таким чином як при повному, так і при частковому відкритті перепускного клапана, енергія, що використовується для привода допоміжних механізмів, витрачається нерационально і мають місце значні втрати енергоресурсів. Принципова схема роботи приводів компресора та вентилятора з використанням байпас-технології для регулювання гідромоторів подана на рис. 1.

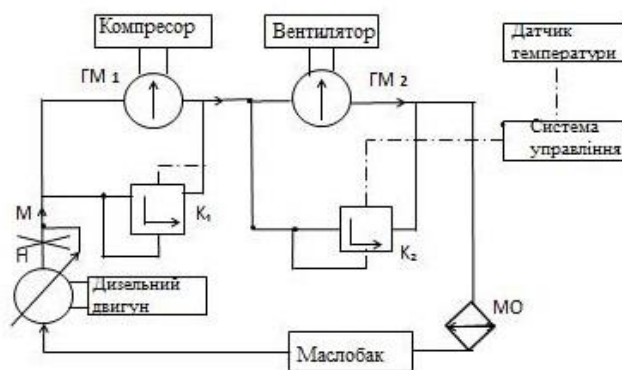


Рис. 1. Принципова схема приводів компресора та вентилятора з регулюванням гідромоторів за допомогою байпасування: Н – поршневий насос змінної продуктивності; М – мембрана, що обмежує подачу масла; ГМ1, ГМ2 – гідромотори приводів компресора та вентилятора; К1, К2 – перепускні клапани в приводах компресора та вентилятора; МО – маслоохолоджувач

Відповідно до схеми, незалежно від зміни швидкості обертання дизельного двигуна, завдяки використанню мембрани поршневий насос перемінної продуктивності створює постійний потік оливи. У разі зупинки компресора або вентилятора весь потік направляється через перепускний клапан із максимальними втратами енергії на байпасування. При роботі вентилятора з частковим навантаженням потік оливи розподіляється між гідромотором та перепускним клапаном, що також веде до часткової втрати енергії привода.

Якщо замінити регулювання потоку за байпас-технологією на регулювання продуктивності безпосередньо масляних насосів, це забезпечить суттєве скорочення втрат енергії. І хоча, на перший погляд, питома економія не є значною, враховуючи значні обсяги споживання, абсолютні величини скорочення витрат палива є вражаючими, що підтверджує досвід експлуатації системи Voith Flow System та ілюструють наведені

далі розрахунки. Вони виконані на підставі результатів експлуатації локомотива G 2000, з початком виробництва якого Vossloh Locomotives відкрив нову генерацію магістральних дизель-гідролічних локомотивів. Завдяки потужному двигуну в 2240 кВт при 1800 об./хв, локомотив здатний обслуговувати важкі потяги на великих відстанях. Два вентилятори охолоджують воду, що циркулює в системі охолодження дизельного двигуна та гідропередачі. Також два вентилятора меншої потужності охолоджують машинне відділення. Система приводу включає 3 гідронасоси змінної продуктивності, які через карданний вал приєднані до гідропередачі, забезпечуючи потік оливи для приводів вентиляторів, компресора та генератора за допомогою гідромоторів. Виходячи із 20 % економії енергії при використанні Voith Flow System, замість байпас-технології, максимальна потужність, що споживається приводом насоса, зменшиться з 170 кВт до 136 кВт. Питомі витрати палива складають 200 г/кВтг. З урахуванням роботи локомотива 3000 годин на рік економія енергії протягом року складе $34 \text{ кВт} \times 3000 \text{ г} = 102000 \text{ кВтг}$. Річна економія палива – $102000 \text{ кВтг} \times 0,2 \text{ кг/кВтг} = 20400 \text{ кг}$ або 24000 літрів.

Розглядаючи особливості конструкції та принцип дії системи, слід відмітити, що розроблений Voith Turbo гідростатичний привод допоміжних механізмів базується на принципі управління продуктивністю масляного насоса відповідно до потреб гідромотора в обсязі робочої рідини (оливи). Якщо можливості приєднання до вихідного вала дизельного двигуна обмежуються одним механічним приводом, то декілька насосів із змінною продуктивністю комплектуються в одну одиницю. При цьому вони працюють окремо, не впливаючи один на одного. Завдяки безпосередньому регулюванню продуктивності насосів створені компактні і ефективні насосні агрегати, що забезпечують значну гнучкість конструкційних рішень. Незалежно від швидкості дизельного двигуна насос із регульованою продуктивністю забезпечує саме той потік, що необхідний для роботи допоміжних механізмів. При зупинці вентилятора (компресора) насос не подає оливи і не споживає енергію. Принципова схема регульованих приводів компресора та вентилятора на основі управління продуктивністю масляних насосів подана на рис. 2.

Переваги системи управління продуктивністю насосів Voith у порівнянні з байпасуванням полягають, перш за все, у суттєвому підвищенні економічності та значному покращенні регулювання системи приводу в цілому. Величина економії енергії допоміжних агрегатів суттєво залежить від режимів їх роботи. Так для вентиляторів та генераторів, що працюють безперервно, економія енергії досягається у всьому діапазоні навантажень за винятком номінальної швидкості обертання, коли рівень енергоспоживання аналогічний байпас-технології.

На рис. 3 подана залежність витрат енергії, що споживається вентилятором системи охолодження від швидкості обертання. Відомо, що в умовах тягової експлуатації повне охолодження потрібне тільки при максимальній швидкості дизельного двигуна, що має невелику питому вагу в загальній тривалості роботи. В робочій точці, що відповідає 100% швидкості вентилятора, споживання енергії системою Voith і конструкціями, що використовують байпасування, буде однаковим. Навпаки, в найбільш тривалому режимі часткового навантаження вентилятора економія енергії за рахунок використання управління подачею оливи буде максимальною. При використанні системи управління Voith байпасування повністю відсутнє.

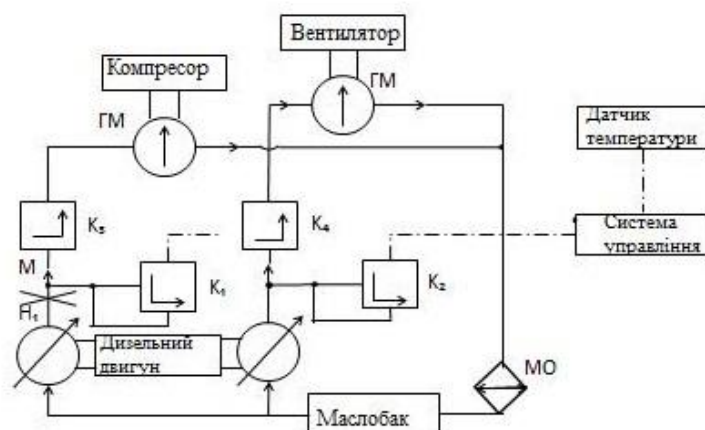


Рис. 2. Принципова схема приводів компресора та вентилятора з регулюванням гідромоторів за допомогою балансування: Н – поршневий насос змінної продуктивності; М – мембрана, що обмежує подачу масла; ГМ1, ГМ2 – гідромотори приводів компресора та вентилятора; К1, К2 – перепускні клапани в приводах компресора та вентилятора; МО – маслоохолоджувач

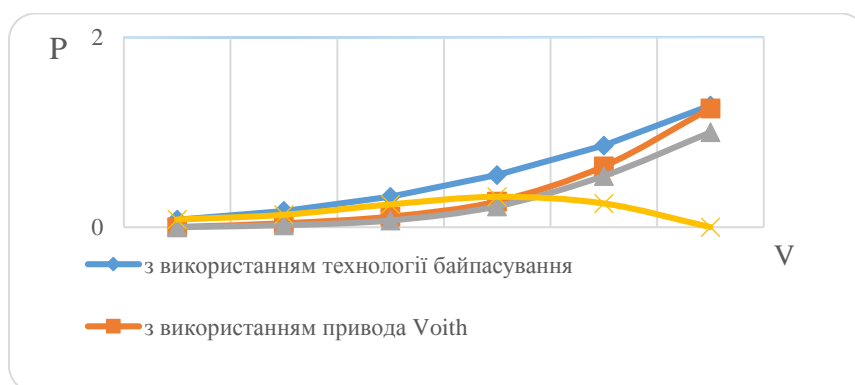


Рис. 3. Залежність потужності Р, що споживається вентилятором, від швидкості V обертання вентилятора при використанні різних технологій регулювання

Якщо порівняти відповідні характеристики витрат енергії за наведених технологій стосовно привода компресора, то слід зауважити, що його режим роботи характеризується короткочасними включеннями та тривалими зупинками. Під час роботи компресора споживання енергії при байпасуванні та при використанні системи Voith практично однакове. Разом з тим, під час тривалих відключень компресора система управління подачею забезпечує значну економію внаслідок відсутності втрат на байпасування.

Додатковою перевагою системи управління Voith є незалежність параметрів роботи системи охолодження від швидкості обертання дизельного двигуна. Ретардери, що достатньо широко використовуються в конструкціях локомотивів, вимагають додаткової охолоджувальної здатності системи для відводу тепла, що генерується при гальмуванні. Найбільша потужність системи охолодження особливо необхідна під час

гальмування на спадаючих градієнтах, коли гідростатичний насос повинен забезпечити 100% продуктивності навіть за умов, коли швидкість дизельного двигуна при цьому значно нища за номінальну. Як подано на рис. 4 при використанні системи Voith досягається значна економія енергії в лінії привода насоса.

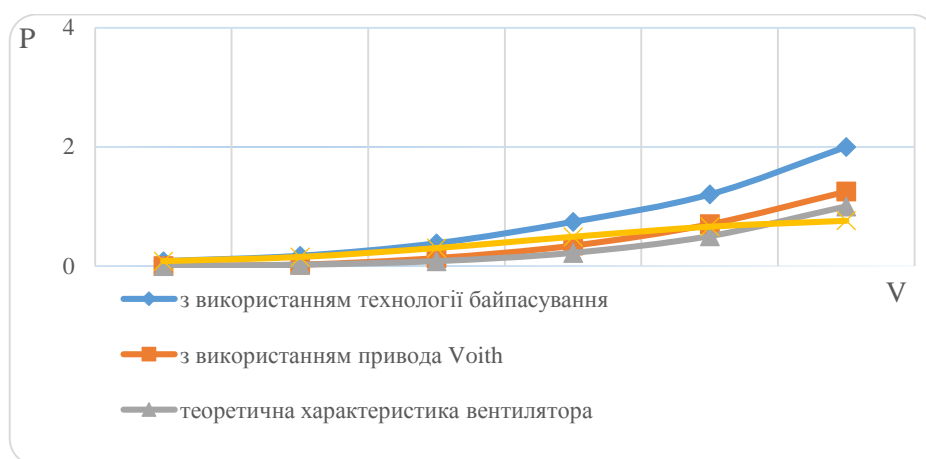


Рис. 4. Залежність потужності, що споживається вентилятором, від швидкості обертання при використанні гідродинамічного гальма (ретардера)

Порівняння різних конструкцій приводів допоміжних механізмів наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Переваги та недоліки конструкцій приводів допоміжних механізмів

Система байпасування	Система Voith
Низька енергоефективність системи з надмірною потужністю привода внаслідок безперервної циркуляції потоку оливи	Висока енергоефективність завдяки подачі лише необхідної для конкретного механізму кількості оливи
Приведення в роботу декількох механізмів від одного насоса через включення гідромоторів, що веде до подальшого зменшення енергоефективності системи через тиск опору в гідромоторах. Як регулюючі дії, так і регулюючі прилади вимушені враховувати їх негативний вплив.	Відсутні втрати від тиску опору в гідромоторах. Стабільне регулювання за відсутності впливу гідромоторів.
Значні обсяги тепла необхідно відвести від гідростатичної системи, що вимагає відповідних потужних маслоохолоджувачів.	Кожен із механізмів приводиться від підбраного з дотриманням оптимальних параметрів регульованого насоса. Завдяки високій енергоефективності не потрібно відводити значні обсяги тепла від гідростатичної системи.

Важливим елементом конструкції системи управління подачею масла Voith є аксіально-поршневий насос. Використання в системах управління насосів з діагональним нахилом диска (рис. 5) дозволяє забезпечити регулювання його продуктивністю, а також реалізувати такі переваги, як:

- можливість фланцевого приєднання для дво- або трисекційних насосів;
- низьку чутливість до торсіонних коливань та до раптової зміни швидкості обертання;

- високу швидкість реакції;
- високу точність та незначний гістерезис;
- стабільність регулювання;
- великий ресурс підшипників;
- відсутність передачі крутного моменту від поршнів.

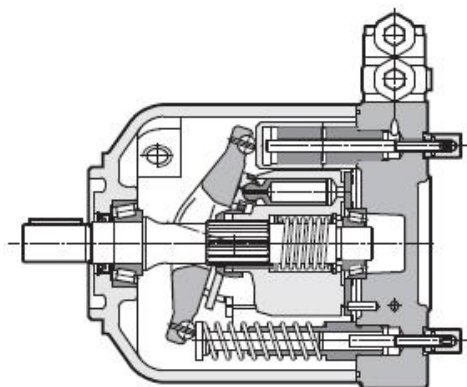


Рис. 5. Аксиально-поршневий насос регульованої продуктивності із діагональним нахилом диска

Для охолодження масла використовується повітряний або водяний теплообмінник. Масло-водний теплообмінник встановлюється в контурі охолоджувальної води між системою охолодження та дизельним двигуном. Повітряний охолоджувач забудовується в систему охолодження та використовує потік повітря, що направляється від вентиляторів охолодження. Спеціально розроблений для Voith Flow System масляний бак має декілька переваг у порівнянні із стандартними конструкціями. Як резервуар він балансує коливання обсягу внаслідок змін температур та дегазації оливи. Потік, що повертається від гідромотора, скеровується до лінії всмоктування через головний масляний фільтр. Поряд із компактністю конструкція маслобака дозволяє завдяки спеціальним інжекторам використовувати потік, що повертається, для запобігання витіку оливи та нарощування тиску на лінії всмоктування, забезпечити вільне розміщення насоса, лінії всмоктування та масляного бака, а також можливість контролю рівня оливи через оглядове скло чи за допомогою електронного датчика рівня.

Цифрова система управління із програмованим мікропроцесором дозволяє забезпечити повне управління масляним контуром. Сенсори контролюють температуру та тиск, сигнали передаються системі охолодження, системам управління дизельним двигуном та трансмісією. Параметри роботи та порушення записуються та тривалий час зберігаються в пам'яті системи, що є достатньо гнучкою і може бути вбудована безпосередньо в систему охолодження в спеціальному корпусі або інтегрована в систему управління потягом чи управління трансмісією.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. У. Коперник, В. Иванов, А. Осолков. Опыт эксплуатации гидропередат VOITH в подвижном составе стран СНГ и Балтии. //Вагонный парк. – 2010. – № 4. – С. 56 – 59.
2. В. Иванов, В. Косенко, Ю. Приданников. Новые решения в конструкциях систем охлаждения. // Збірник наукових праць ДЕУТ. Серія «Транспортні системи і технології» – 2013. – Вип. 23. – С. 47 – 51.
3. В. Иванов, В. Косенко. Використання муфт граничного крутного моменту для захисту приводів високошвидкісних потягів. // Збірник наукових праць ДЕУТ. Серія «Транспортні системи і технології» – 2015. Вип. 26 – 27. – С. 125 – 130.

REFERENCES

1. U. Kopernik, V. Ivanov, A. Oskolkov (2010) Operation experience for VOITH hydro transmissions in rolling stock of CIS and Baltic countries //Car park, Vol. 4, P. 56 – 59.
2. V. Ivanov, V. Kosenko, Y. Prydannikov (2013) New solutions in cooling system design // SETUT scientific papers. Series «Transport systems and technologies. Vol. 23, P. 47 – 51.
3. V. Ivanov, V. Kosenko (2015) Limited torque coupling application for protection of high speed train drives // SETUT scientific papers. Series «Transport systems and technologies», Vol. 26 – 27, P. 125 – 130.

В. Б. Иванов, к.т.н., доцент

(доцент кафедры «Менеджмент», Национальный транспортный университет)

В. И. Косенко, к.т.н., доцент

(доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика», Государственный университет инфраструктуры и технологий)

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ПРИВОДЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Сокращение затрат энергии на выполнение железнодорожных перевозок обеспечивается путем оптимизации работы всех систем и механизмов локомотивов, в том числе вентиляторов, компрессоров, генераторов, насосов гидростатики. В отличие от традиционной технологии байпасирования, система Voith Flow System регулирует работу механизмов непосредственно управляя производительностью масляных насосов, что существенно сокращает затраты энергии и улучшает регулирование системы привода в целом.

Ключевые слова: вспомогательные агрегаты, гидростатические приводы, байпасирование, производительность масляного насоса, энергоэффективные приводы.

Vadim B. Ivanov, PhD (Technical Sciences)

(Associate Professor of Management Chair, National Transport University)

Vitali I. Kosenko, PhD (Technical Sciences)

(Associate Professor of Theoretical and Applied Mechanics Chair, State University of Infrastructure and Technology)

ENERGY EFFICIENT DRIVES OF AUXILIARY MACHINES

Energy consumption reducing in rail transport is provided due to optimization of all locomotives systems and machines operating parameters, including fans, compressors, generators, hydrostatic pumps. As against to traditional by-pass technology Voith Flow System regulates the machines operation due to direct productivity control of oil pumps, that apply to decrease of energy consumption and improve of whole system control.

Keywords: ancillary machines, hydrostatic drives, by-pass control, oil pump productivity, energy-saving drive.

Стаття надійшла до редакції 22.10.2017 р.

УДК 629.463.004.4:656.211.7

А. О. Ловська, к.т.н.

(доцент кафедри вагонів, Український державний університет залізничного транспорту)

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ЗЧЛЕНОВАНОГО ТИПУ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОРОМАХ

У статті наведені результати досліджень міцності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі. Для забезпечення надійності закріплення вагона-платформи відносно палуби залізничного порома запропоновано встановлення на його несучій конструкції вузлів для закріплення ланцюгових стяжок.

З метою визначення динамічних навантажень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи, створено математичну модель переміщень вагона при основних видах коливань залізничного порома. При цьому враховано, що вагон-платформа жорстко закріплений відносно палуби та здійснює переміщення разом з нею. Отримані прискорення, як складові динамічного навантаження, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи, враховані при дослідженні його міцності. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-платформи не перевищують допустимі. Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності функціонування комбінованих перевезень в напрямку міжнародних транспортних коридорів.

Ключові слова: вагон-платформа, прискорення, динаміка, напруження, міцність, залізнично-поромні перевезення.

Постановка проблеми. Розвиток конкурентного середовища на ринку транспортних послуг зумовлює введення в експлуатацію комбінованих транспортних систем. Одним з найперспективніших симбіозів у даному напрямку є контейнерні перевезення та залізнично-поромні.

Можливість виходу України в міжнародне сполучення через акваторії Чорного та Азовського морів зумовили її участь у перевезеннях між євразійськими країнами. Важливим ланцюгом одного з останніх серед таких маршрутів, що почав експлуатуватися з початку минулого року та сполучив між собою країни Європи та Азії, є комбіновані перевезення.

Перевезення вагонів на залізничному поромі супроводжується дією на їхні несучі конструкції значних величин зусиль, чисельні значення яких перевищують ті, що діють при експлуатації відносно рейкових колій. Це може спричинити пошкодження конструкційних елементів вагонів, за які відбувається їх закріплення відносно палуб.

© *Ловська А. О., 2018*

Для забезпечення надійності закріплення вагонів на залізничних поромках необхідним є удосконалення їх несучих конструкцій, а також урахування на стадії проектування уточнених величин навантажень, що діють на них при перевезенні на залізничному поромі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання проектування рухомого складу для перевезення великовагових вантажів розглянуті у [1]. Дослідження динаміки та міцності здійснено за допомогою сучасних засобів програмного забезпечення ProMechanica та CosmosWorks. При проектуванні несучої конструкції транспортера проведено дослідження щодо можливості його виконання з різнотипних матеріалів.

Конструкційні особливості вагона для інтермодальних перевезень розглянуті у [2]. Вагон має понижену середню частину, а наявність оборотної частини дає можливість здійснювати завантаження/вивантаження автотехніки на/з нього самокатом.

Питання удосконалення комбінованих перевезень, зокрема контейнерних, розглянуті у [3], де проведений аналіз особливостей кріплення контейнерів на вагонах-платформах. З метою підвищення техніко-економічних показників вагонів при перевезенні контейнерів різного типорозміру проведено обґрунтування удосконалення конструкцій довгобазних вагонів-платформ та вагонів-платформ зчленованого типу для цих перевезень.

Аналіз конструкції вагона-платформи нового покоління наведений у [4]. Особливістю вагона-платформи є можливість регулювання корисної довжини залежно від габаритів вантажу, що перевозиться. Дослідження динаміки вагона-платформи з використанням методів мультитіла наведені у [5]. Розрахунок проведений стосовно вагона-платформи з обертовою середньою частиною в середовищі програмного забезпечення MSC Adams. Рівняння руху вагона-платформи сформульовані в абсолютних координатах з використанням метода Лагранжа I роду.

Поліпшення технічних характеристик секційного вагона-платформи шляхом удосконалення його конструкції наведені у [6]. У роботі приводяться математичні моделі, які дозволяють визначити динамічні і міцнісні характеристики вагона-платформи зчленованого типу. Отримані теоретичні розрахунки підтверджені шляхом експериментальних досліджень міцності вагона-платформи.

Нові технічні рішення при проектуванні рухомого складу нового покоління розглянуті у [7, 8]. Для зниження собівартості виготовлення та експлуатації вагонів пропонується виконання їх несучих конструкцій з круглих труб при дотриманні умов міцності та експлуатаційної надійності. Визначення оптимальних параметрів круглих труб, які пропонується використовувати як несучі елементи кузовів вагонів, здійснюється за резервом міцності типових елементів конструкції.

Важливо зазначити, що у розглянутих роботах не проводиться дослідження динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій вагонів при перевезенні на залізничних поромках.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для підвищення ефективності контейнерних перевезень знайшли використання вагони-платформи зчленованого типу. У зв'язку з незначним поповненням вагонного парку Укрзалізниці за останні роки виникає необхідність впровадження в експлуатацію нових технічних рішень щодо удосконалення існуючих несучих конструкцій кузовів вагонів. Тому запропоновано створення вагона-платформи зчленованого типу на базі моделі 13-401.

З метою можливості перевезення вагона-платформи зчленованого типу на залізничних поромках пропонується встановлення на його несучій конструкції вузлів для закріплення ланцюгових стяжок [9, 10] (рис. 1).

Для визначення динамічних навантажень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі, складено математичну модель. При цьому враховано, що власні переміщення несучої конструкції вагона-платформи відносно палуби відсутні, оскільки ці переміщення будуть обмежені засобами закріплення відносно палуби.

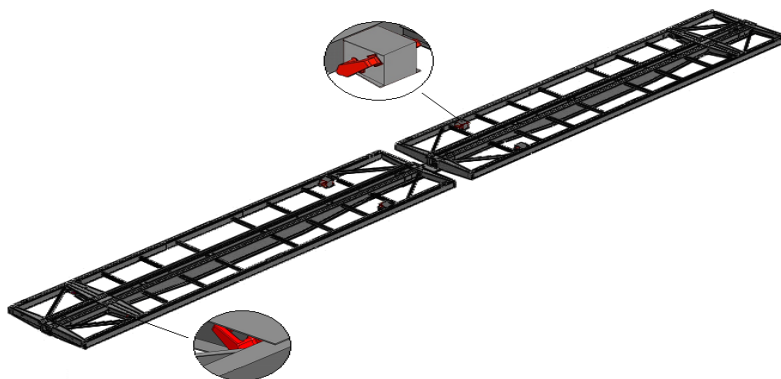


Рис. 1. Удосконалена несуча конструкція вагона-платформи зчленованого типу з вузлами для закріплення відносно палуби залізничного порома

До уваги прийняті основні види коливань залізничного порома з вагонами-платформами, розміщеними відносно його палуб (рис. 2):

- поступальні переміщення в вертикальному напрямку відносно осі Z (еквівалент коливань підстрибування в динаміці вагонів);
- кутові переміщення навколо поперечної осі Y на кут φ (еквівалент коливань галопування в динаміці вагонів);
- кутові переміщення навколо повздовжньої осі X на кут θ (еквівалент коливань – бічна хитавиця в динаміці вагонів).

$$D' \cdot \ddot{q}_1 + \Lambda_z \cdot \dot{q}_1 = \Lambda_z \cdot \dot{F}(t); \quad (1)$$

$$\left(0,07 \frac{0,8}{g} D \cdot L^2 \right) \ddot{q}_2 + \left(\Lambda_\varphi \cdot \frac{L}{2} \right) \dot{q}_2 = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\varphi \cdot \frac{L}{2} \cdot \dot{F}(t); \quad (2)$$

$$\left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^2 + 4z_g^2) \right) \ddot{q}_3 + \left(\Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \right) \dot{q}_3 = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \quad (3)$$

де $q_1 = z, q_2 = \varphi, q_3 = \theta$ – узагальнені координати, що відповідають: z – переміщенню кузова відносно вертикальної осі, яка проходить через його центр мас, φ – кутовому переміщенню навколо поперечної осі, θ – кутовому переміщенню навколо повздовжньої осі. Початок системи координат розміщений в центрі мас залізничного порому.

D' – масове водовитіснення; D – вагове водовитіснення; L, B – відповідно, довжина та ширина залізничного порома; h – висота борта залізничного порома; Λ_i – коефіцієнт опору коливанням; z_g – координата центру ваги залізничного порома; p'

– вітрове навантаження; $F(t)$ – закон дії зусилля, яке збуджує рух залізничного порома з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах.

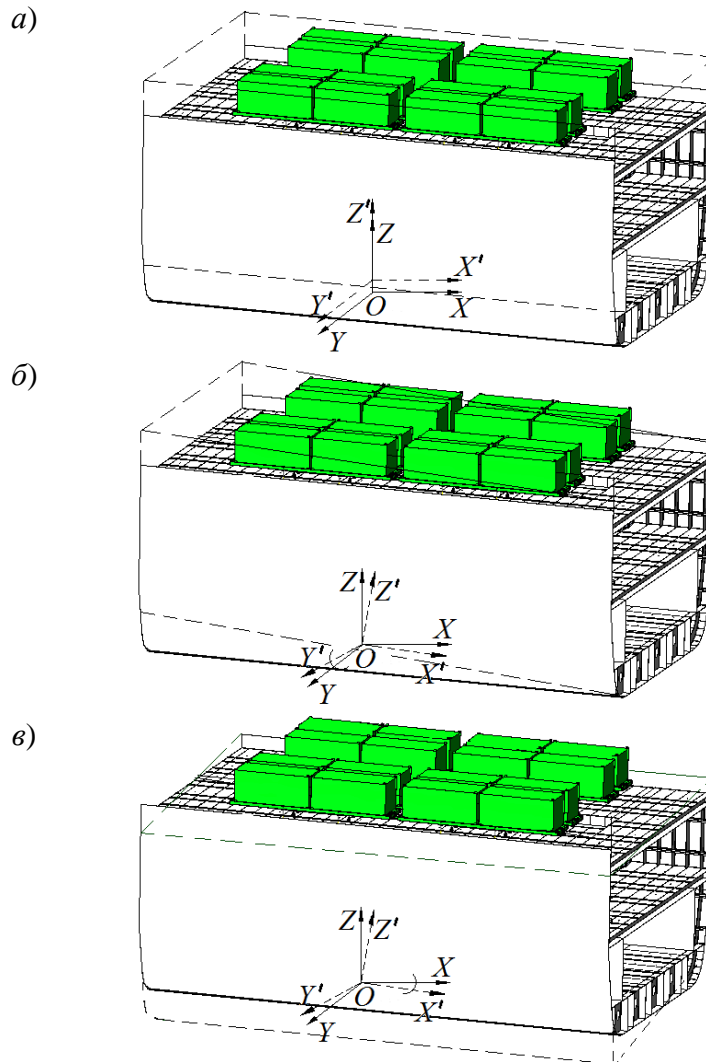


Рис. 2. Схеми переміщень вагона при основних видах коливань залізничного порома: а) у вертикальному напрямку; б) навколо поперечної осі; в) навколо повздовжньої осі

Ударна дія морських хвиль на корпус залізничного порома з вагонами, розміщеними на його борту, не враховувалася.

Вхідні параметри математичної моделі: геометричні характеристики залізничного порома [11], гідрометеорологічні характеристики акваторії Чорного моря [12], координати розміщення кузовів вагонів відносно центру коливань залізничного порома.

Для розв'язання диференціальних рівнянь руху кузова вагона складено програму розрахунку в середовищі пакета Mathcad [13, 14], для чого вони зводилися до нормальної форми Коші, після чого інтегрувалися за методом Рунге – Кутти. Отримані результати наведені на рис. 3.

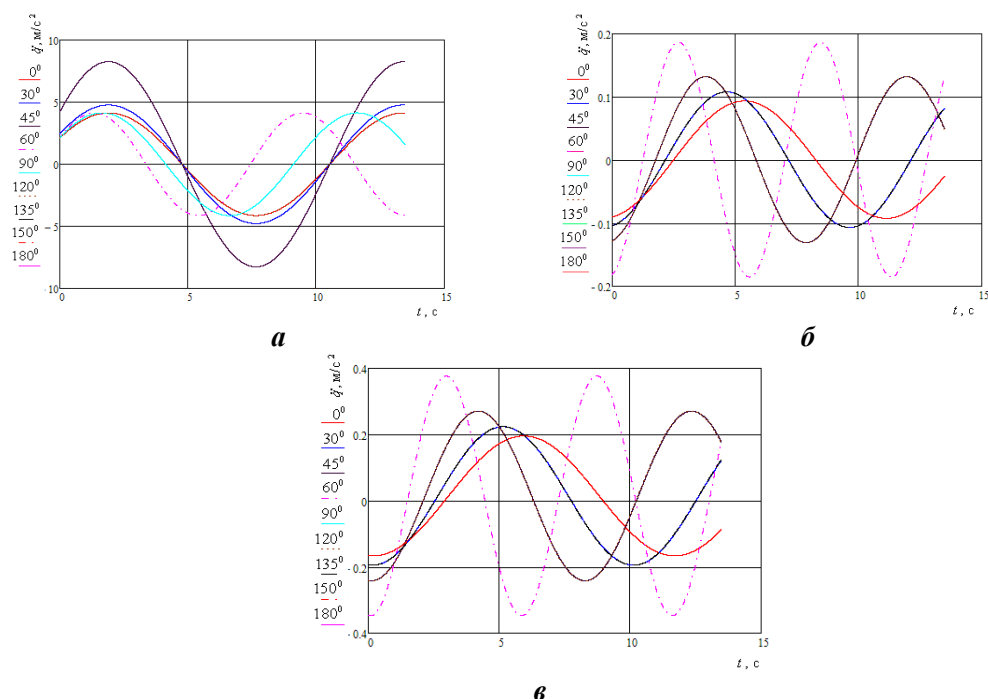


Рис. 3. Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу при коливаннях залізничного порома: а) при поступальних переміщеннях відносно вертикальної осі; б) при кутових переміщеннях відносно поперечної осі; в) при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі

При цьому окремо розглянуто кожний вид коливального процесу, тривалість якого приймалася рівною періоду хвилі, характер збурювання – трохойдальним, амплітуда – рівною максимальній висоті хвилі для завданої акваторії моря, а частота визначалася курсовим кутом хвилі щодо корпусу залізничного порома.

На рис. 3,а) наведено прискорення кузова вагона при поступальних переміщеннях залізничного порома у вертикальному напрямку з урахуванням різних курсових кутів хвилі щодо корпусу (0° ; 30° ; 45° ; 60° ; 90° ; 120° ; 135° ; 150° ; 180°). Максимальне значення прискорення спостерігається при курсовому куті хвилі щодо корпусу залізничного порома $\chi = 60^{\circ}$, найменша періодичність прискорення спостерігається при $\chi = 135^{\circ}$.

Рис. 3, б) відображає прискорення крайніх від ахтерштевня (кормової частини) залізничного порома вагонів на головній палубі. Найбільшої величини прискорення досягає при курсовому куті хвилі по щодо корпусу залізничного порома $\chi = 120^{\circ}$.

Рис. 3, в) відображає прискорення вагонів, розміщених на крайній від фальшборта колії верхньої палуби залізничного порома при кутових переміщеннях навколо повздовжньої осі. Найбільша величина прискорення вагонів виникає при $\chi = 120^{\circ}$.

Отже, величина прискорень вагонів при поступальних переміщеннях залізничного порома у вертикальному напрямку не залежить від їх розміщення за палубою відносно діаметральної та міделевої площин, а залежить від розміщення вагонів за висотою залізничного порома, тобто з віддаленням від центру коливань величина прискорень, які діють на вагони, розміщені за палубами, збільшується.

Величина прискорень вагонів при кутових переміщеннях залізничного порома навколо поперечної осі залежить від їх розміщення відносно площини мідель-шпангоута. Величина прискорень, які діють на вагони при кутових переміщеннях залізничного порома навколо повздовжньої осі залежить від їх розміщення відносно діаметральної площини. Приведені величини прискорень не враховують складову прискорення вільного падіння.

Отримані результати використані в розрахунках на міцність несучої конструкції вагона-платформи зчленованого при перевезенні на залізничному поромі. Розрахунок проведений з використанням методу скінчених елементів в середовищі програмного забезпечення CosmosWorks. Враховано, що на несучу конструкцію вагона-платформи діють вертикальне навантаження у зонах обпирання контейнерів на фітингові упори $P_{уп}^e$, а також зусилля від ланцюгових стяжок на вузли для закріплення відносно палуби $P_{лс}$ (рис. 4). У зв'язку з тим, що ланцюгова стяжка має просторове розміщення, то зусилля яке діє від неї на несучу конструкцію вагона-платформи розкладалося на три складові (табл. 1).

Таблиця 1. Зусилля, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу через ланцюгові стяжки

Вид переміщень	Значення зусилля, кН		
	P_x	P_y	P_z
Поступальні відносно вертикальної осі	49,05	67,01	84,96
Кутові відносно поперечної осі	59,92	81,3	103,08
Кутові відносно повздовжньої осі	92,94	129,96	160,98

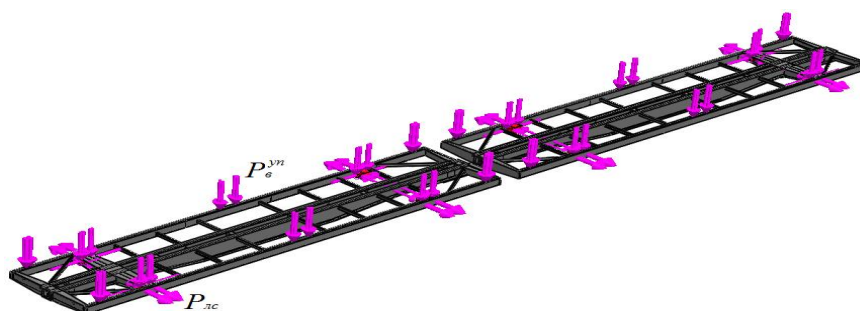


Рис. 4. Модель міцності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу з вузлами для закріплення відносно палуби залізничного порома

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання несучої конструкції навізки. Для моделювання обпирання несучої конструкції на робочі поверхні механічних

упор-домкратів на ній встановлювалися накладки круглої форми, діаметр яких дорівнює діаметру робочої частини упор-домкрата.

Для визначення оптимальної кількості елементів сітки застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів сітки склала 148723, елементів – 462131. Максимальний розмір елементу дорівнює 200 мм, мінімальний – 40 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,7. Максимальне співвідношення боків – 6182,6, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 13,4, більше 10 – 33,7.

Результати розрахунку несучої конструкції вагона-платформи наведені на рис. 5 – 7.

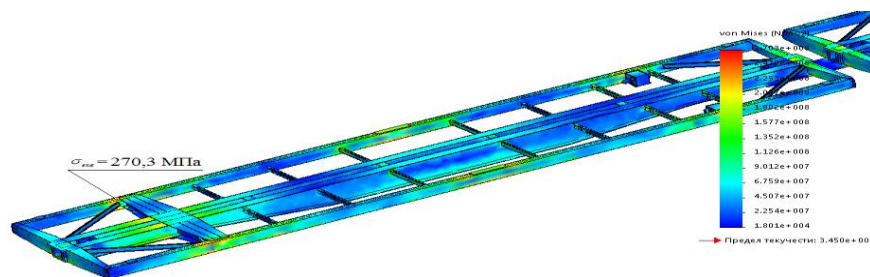


Рис. 5. Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при поступальних переміщеннях залізничного порома відносно вертикальної осі

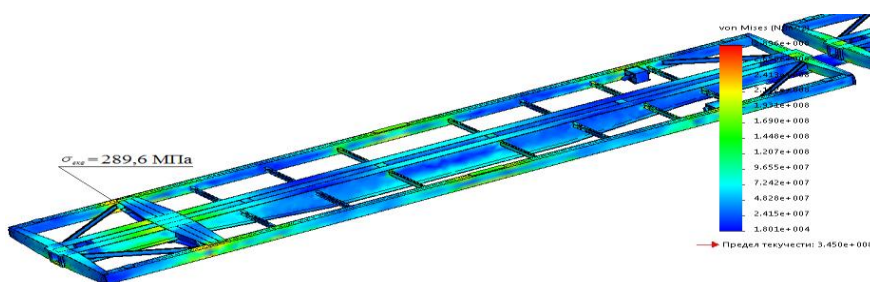


Рис. 6. Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при кутових переміщеннях залізничного порома відносно поперечної осі

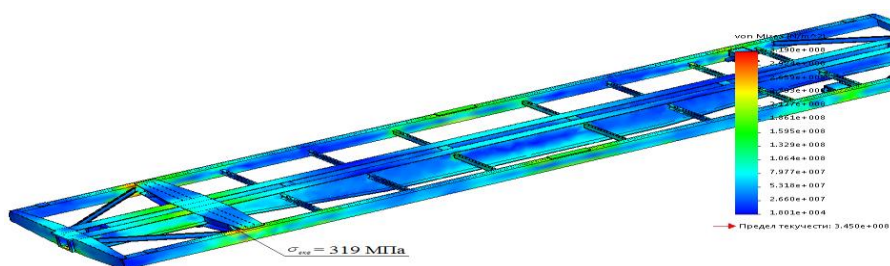


Рис. 7. Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при кутових переміщеннях залізничного порома відносно повздовжньої осі

Показники міцності несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Показники міцності несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі

Показник міцності	Вид переміщень		
	поступальні відносно вертикальної осі	кутові відносно поперечної осі	кутові відносно повздовжньої осі
Напруження, МПа	270,3	289,6	319
Переміщення в вузлах, мм	28,5	34,1	33,4
Деформації	$3,17 \cdot 10^{-2}$	$3,73 \cdot 10^{-2}$	$3,78 \cdot 10^{-2}$

З проведених досліджень можна зробити висновок, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-платформи виникають при кутових переміщеннях залізничного порома відносно повздовжньої осі та зосереджені в зоні взаємодії шворневої балки з основною повздовжньою, але вони не перевищують допустимі для марки сталі металоконструкції [15, 16].

Висновки та пропозиції: За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Для підвищення надійності закріплення вагонів-платформ на залізничних поромах запропоновано встановлення на їх несучих конструкціях вузлів для закріплення ланцюгових стяжок;

2. З метою визначення чисельних значень прискорень, як складових динамічного навантаження, що діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі, складено математичну модель. Встановлено, що при відсутності власних переміщень вагона-платформи відносно палуби прискорення, що діє на його несучу конструкцію при поступальних переміщеннях залізничного порому відносно вертикальної осі, складають близько $8,0 \text{ м/с}^2$, при кутових переміщеннях відносно поперечної та повздовжньої осей, відповідно, близько $0,2 \text{ м/с}^2$ та $0,4 \text{ м/с}^2$ (без урахування горизонтальної складової прискорення вільного падіння);

3. Визначено величини зусиль, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу через засоби закріплення відносно палуб;

4. Проведено розрахунок на міцність несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при перевезенні на залізничному поромі. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона не перевищують допустимі;

5. Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності комбінованого транспорту в напрямку міжнародних транспортних коридорів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Divya Priya G. Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley / G. Divya Priya, A. Swarnakumari // Intern. J. of Innovative Technology and Research. – 2014. – Vol. 2, №. 6. – P. 1568–1580.
2. Krason W. Fe numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards / W. Krason, T. Niezgodna // Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences. – 2014. – Vol. 62. – Iss. 4. – P. 843–851. doi: 10.2478/bpasts-2014-0093.

3. Мямлин С. В. Подвижной состав для перевозки контейнеров железнодорожным транспортом / С. В. Мямлин, А. В. Шатунов, А. В. Сороколет // Сб. науч. трудов ДониЖТа. – Донецк, 2010. – Вып. 22. – С. 125–132.
4. WBN Waggonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons // Intern. Edition. – 2016. – № 1. – P. 46.
5. Multi-body Simulations of Railway Wagon Dynamics / K. Wójcik, J. Malachowski, P. Baranowski [et al.] // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 3. – P. 499–506. doi.org/10.5604/12314005.1138164.
6. Гуржи Н. Л. Поліпшення технічних характеристик секційного вагона-платформи шляхом вдосконалення конструкції : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Гуржи Наталія Леонідівна; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2010. – 20 с.
7. Фомін, О.В. Розробка методики впровадження різних профілів в якості складових елементів несучих систем вантажних вагонів [Текст]/ О.В. Фомін// Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків. – 26'2012 С.29-33
8. Фомін, О.В. Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів/ О.В Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕУТ, 2015. – Вип. 26-27. – С.137 – 147.
9. Візник Р. І. Розширення функціональних особливостей універсальних вагонів-платформ з метою перевезення контейнерів у міжнародному залізнично-водному сполученні / Р. І. Візник, А. О. Ловська // Зб. наук. пр. Укр. держ. ун-ту залізн. трансп. – Харків, 2013. – Вип. 139. – С. 157–164.
10. Візник Р. І. Розробка заходів щодо забезпечення збереження та адаптування конструкцій вагонів до їх надійної взаємодії з багатообертовими пристроями закріплення відносно палуб залізничних поромів / Р. І. Візник, А. О. Ловська, Е. М. Кеба // Зб. наук. праць. Донецьк: ДонІЗТ. – 2010. – Вип. 21 – с. 110 – 119.
11. Наставление по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х «Герои Шипки». Cargo securing manual for m/v “Geroi Shipky» № 2512. 02. – Офиц. изд. – Одесса: Мин. транспорта Украины. Гос. департамент морского и речного транспорта. – 1997. – 51 с.
12. Ветер и волны в океанах и морях: справочные данные [под. ред. И.Н. Давидана] – Л.: Транспорт, 1974. – 360 с.
13. Дьяконов В. MATHCAD 8/2000: специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб: Питер, 2000. – 592 с.
14. Кирьянов Д. В. Mathcad 13 / Д.В. Кирьянов. – СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 608 с.
15. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
16. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. ГОСТ 33211-2014. – [Действителен от 22.12.2014] – М.: Стандартинформ, 2016. – 54 с.

REFERENCES

1. Divya Priya G. Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley / G. Divya Priya, A. Swarnakumari // Intern. J. of Innovative Technology and Research. – 2014. – Vol. 2, №. 6. – P. 1568–1580.
2. Krason W. Fe numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards / W. Krason, T. Niezgodna // Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences. – 2014. – Vol. 62. – Iss. 4. – P. 843–851. doi: 10.2478/bpasts-2014-0093.
3. Myamlin S. V. Podvizhnoy sostav dlya perevozki konteynerov zheleznodorozhnyim transportom / S. V. Myamlin, A. V. Shatunov, A. V. Sorokolet // Sb. nauch. trudov DonIZhTa. – Donetsk, 2010. – Vip. 22. – S. 125–132.
4. WBN Waggonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons // Intern. Edition. – 2016. – № 1. – P. 46.
5. Multi-body Simulations of Railway Wagon Dynamics / K. Wójcik, J. Malachowski, P. Baranowski [et al.] // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 3. – P. 499–506. doi.org/10.5604/12314005.1138164.

6. Gurzhi N. L. Polipshennya tehnicnih karakteristik sektsiynogo vagonu-platformi shlyahom vdokonalennya konstrukttsiyi : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk : 05.22.07 / Gurzhi Nataliya Leonidivna; Dnipropetr. nats. un-t zalizn. transp. im. akad. V. Lazaryana. – Dnipropetrovsk, 2010. – 20 s.

7. Fomin, O.V. Rozrobka metodiki vprovadgennja riznih profiliv v jacosti scladovih elementiv nesuchih system vantagnih vagoniv / O.V. Fomin // Visnik Nacionalnogo tehnicnogo universitetu «HPI». – Kharkiv. – 26'2012 P.29-33

8. Fomin, O.V. Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv [Variations describe the structural designs of freight cars] / O.V. Fomin, A.V. Gostra // Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies.» – Kyiv: DETUT, 2015. – Vyp.26-27. – S.137-147.

9. Viznyak R. I. Rozshirennja funktsionalnih osoblivostey universalnih vagoniv-platform z metoyu perevezennya konteyneriv u mizhnarodnomu zaliznichno-vodnomu spoluchenni / R. I. Viznyak, A. O. Lovska // Zb. nauk. pr. Ukr. derzh. un-tu zalizn. transp. – Harkiv, 2013. – Vip. 139. – S. 157–164.

10. Viznyak R. I. Rozrobka zahodiv schodo zabezpechennya zberezhennta ta adaptuvannya konstrukttsiy vagoniv do yih nadiynoyi vzaemodiyi z bagatoobertovimi pristroyami zakriplennya vidnosno palub zaliznichnih poromiv / R. I. Viznyak, A. O. Lovska, E. M. Keba // Zb. nauk. prats. Donetsk: DonIZT. – 2010. – Vip. 21 – s. 110 – 119.

11. Nastavlenie po krepleniyu generalnyih gruzov pri morskoy perevozke dlya t/h «Geroi Shipki». Cargo securing manual for m/v «Geroi Shipki» № 2512. 02. – Ofits. izd. – Odessa: Min. transporta Ukrainyi. Gos. departament morskogo i rechnogo transporta. 1997. – 51 s.

12. Veter i volnyi v okeanah i moryah: spravochnyie dannyye [pod. red. I.N. Davidana]. – L.: Transport, 1974. – 360 s.

13. Dyakonov V. MATHCAD 8/2000: spetsialnyiy spravochnik / V. Dyakonov. – SPb: Piter, 2000. – 592 s.

14. Kiryanov D. V. Mathcad 13 / D.V. Kiryanov. – SPb.: BHV – Peterburg, 2006. – 608 s.

15. Normyi dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznyih dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyih) / M.: GosNIIV – VNIIZhT, 1996. – 319 s.

16. Vagonyi gruzovyie. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam. GOST 33211-2014. – [Deystvitelen ot 22.12.2014] – M.: Standartinform, 2016. – 54 s.

A. O. Ловская, к.т.н.

(доцент кафедры вагонов, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ КУЗОВОВ ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ СОЧЛЕНЕННОГО ТИПА ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПАРОМАХ

В статье приведены результаты исследований прочности усовершенствованной несущей конструкции вагона-платформы сочлененного типа при перевозке на железнодорожном пароме. Для обеспечения надежности закрепления вагона-платформы относительно палубы железнодорожного парома предложена постановка на его несущей конструкции узлов для закрепления ценных стяжек.

С целью определения динамических нагрузок, действующих на несущую конструкцию вагона-платформы, создана математическая модель перемещений вагона при основных видах колебаний железнодорожного парома. При этом учтено, что вагон-платформа жестко закреплен относительно палубы и осуществляет перемещение вместе с ней.

Полученные ускорения, как составляющие динамической нагрузки, действующие на несущую конструкцию вагона-платформы, учтены при исследовании его прочности. Установлено, что максимальные эквивалентные напряжения в несущей кон-

струкции вагона-платформы не превышают допустимые. Проведенные исследования будут способствовать повышению эффективности функционирования комбинированных перевозок в направлении международных транспортных коридоров.

Ключевые слова: вагон-платформа, ускорения, динамика, напряжение, прочность, железнодорожно-паромные перевозки.

Alyona O. Lovskaya, PhD (Technical Sciences)

(Associate Professor of Wagons Chair, The Ukrainian State University of Railway Transport)

DETERMINATION OF THE SUPPORT STRUCTURE CAPACITY OF ARTICULATED FLAT WAGONS WHEN TRANSFERRING BY TRAIN FERRIES

The article presents results of the research into the support structure capacity of articulated flat wagons when transferring by train ferries. In order to ensure stable fixation of flat wagons on the train ferry deck the article proposes to locate the fixation units of chain binders on the support structure.

So that to determine dynamic loads influencing the flat wagon support structure a mathematical model of flat wagon movements for major vibration modes of a train ferry was designed. The flat wagon was considered to be tightly fixed on the deck.

The accelerations obtained, being the constituent components of dynamic loads influencing the support structure, were taken into account in the research into the support structure capacity. It is determined that the maximum equivalent loads in the flat wagon support structure do not exceed the admissible loads. The research conducted enhances the higher efficiency of combined transportation along international transport corridors.

Keywords: flat wagons, acceleration, dynamics, stress, strength, rail-ferry transport.

Стаття надійшла до редакції 24.10.2017 р.

УДК 622.278

*М. І. Горбунов, д.т.н., професор
(завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)*

*О. В. Просвірова,
(старший викладач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)*

*М. В. Ковтанець, к.т.н.
(доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)*

*К. О. Кравченко, к.т.н., доцент
(доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)*

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕКСПЕРТНОГО ОЦІНЮВАННЯ

Висвітлюються результати дослідження з визначення ефективних методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем з використанням експертного оцінювання. Розглядаються такі інноваційні методи підвищення ефективності гальмової системи сучасного рухомого складу: примусова подача повітря в контакт трибоелементів; примусова подача повітря, температура якого регулюється залежно від умов та режимів експлуатації; застосування колодок з порофоровими вставками; застосування колодок з ребрами охолодження; застосування гальмових накладок зовнішня поверхня яких виконана з теплоізолюючого матеріалу; подача в зону контакту трибоелементів активаторів тертя; застосування гальмових елементів, в конструкції яких передбачені фазові переходи. Залізнична гальмова система – це складна технічна система, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, тимчасовими, технічними, соціальними, екологічними тощо.

Створення гальмових елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Серед варіантів конструктивного

© Горбунов М. І. Просвірова О. В., Ковтанець М. В., Кравченко К. О., 2018

виконання та методів покращення експлуатаційних характеристик, необхідно вибирати найефективніші. Методи експертних оцінок передбачають організацію роботи з фахівцями-експертами з обробки їхніх думок, виражених у кількісній і/або якісній формі з метою підготовки інформації для особи, яка приймає рішення.

Ключові слова: залізничний транспорт, експертне оцінювання, гальмова система, енергоефективність.

Постановка проблеми. Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускну і провізної спроможності залізниць. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу значною мірою залежить безпека руху. Існує завдання створення високошвидкісного руху як на залізницях нашої країни, так і за кордоном. Завданням сучасних досліджень, в першу чергу, є питання підвищення безпеки руху на транспорті та пошук енергетичних резервів для реалізації тих чи інших процесів.

Наразі проблема недостатньої гальмівної потужності вирішується збільшенням числа фрикційних пар, наслідком чого є збільшення ресурсо- та трудоемності, невідсореної маси, опору руху, низька ресурсоефективність. Також гостро стоїть проблема зниження рівня шуму при використанні фрикційних гальмових засобів.

Залізнична гальмова система – це складна технічна система, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, тимчасовими, технічними, соціальними, екологічними тощо. Створення гальмових елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Серед варіантів конструктивного виконання та методів покращення експлуатаційних характеристик слід вибирати найефективніші.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На підставі проведеного комплексного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень, висвітленого в роботах [1, 2], визначено, що однією з найважливіших проблем гальмових пристроїв є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Перевищення допустимих температур фрикційних поверхонь призводить до втрати ними зносостійкості властивостей, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмівного моменту, механічних і теплових деформацій, зносу тощо), гальмових пристроїв.

Проведені у лабораторних умовах на машині тертя і та натурних стендах випробування свідчать, що в початковий момент часу з ростом температури в контакт збільшується коефіцієнт тертя, проте при досягненні критичної температури, яка залежить від матеріалу, структури контактуючих тіл, температури навколишнього повітря та інших факторів відбувається різке падіння коефіцієнта тертя, що негативно позначається на гальмівних властивостях рухомого складу [8, 9, 10, 11]. Перед конструкторами і експлуатаційниками стоїть завдання розробки нових конструкцій гальмових елементів, які дозволяють управляти температурою в контакт, підтримувати оптимальний коефіцієнт тертя, забезпечувати високу зносостійкість поверхонь тертя.

Теорія прийняття рішень зазвичай використовується для вибору найкращого варіанта (альтернативи) серед усіх можливих щодо заданого критерію оптимальності в умовах певної невизначеності, яка потребує уточнення положення, в результаті чого нові постановки задачі прийняття рішень, а також різноманітність і вдосконалення методів вирішити цю проблему. На практиці застосовуються різні методи теорії прийняття рішень, кожен з них діє щодо певних критеріїв.

Методи експертних оцінок передбачають організацію роботи з фахівцями-експертами з обробки їхніх думок, виражених у кількісній і/або якісній формі з метою підготовки інформації для прийняття рішень особою, яка приймає рішення.

Метою роботи є аналіз структури пріоритетних методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем на основі експертного оцінювання.

Викладення основного матеріалу. Використання інформації, отриманої від фахівців, особливо доцільне, якщо для її збору, узагальнення та аналізу застосовуються спеціальні логічні прийоми та математичні методи обробки результатів, на яких основана система експертних оцінок. Це дозволяє зробити висновки про практичну корисність результатів опитування експертів в умовах реального розкиду значень відносної помилки від 1 % до 20 % та достовірності на рівні 60-95 % [3-7]. Такий метод є найбільш ефективним і дозволяє отримати адекватні результати.

Для дослідження питання, поставленого у статті, використано метод експертних оцінок. Метод експертних оцінок дозволяє працювати з недостатньо формалізованими і структурованими завданнями, де чітко не визначені алгоритми, властивості і відносини. Простота використання методу експертних оцінок, його гнучкість і можливість отримання необхідної інформації привели до його використання для оцінки варіантів удосконалення елементів гальмової системи для стабілізації температури в трибокконтактах. У групу експертів увійшли наукові та інженерно-технічні працівники університетів, депо і виробників елементів рухомого складу. Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмової системи сучасного рухомого складу подані на рис. 1.

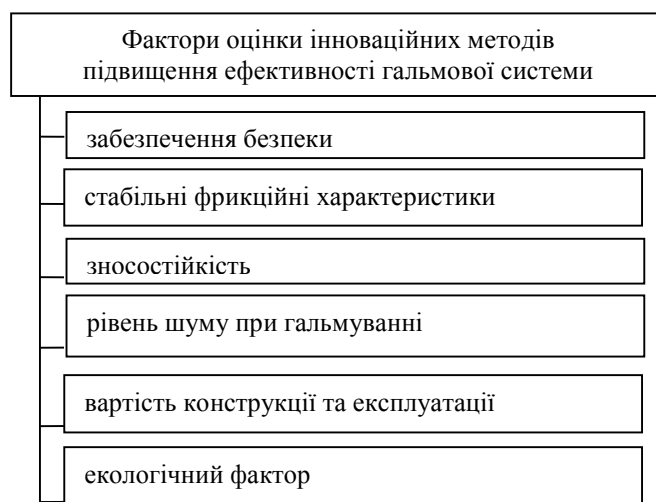


Рис. 1. Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмової системи

Постановка задачі експертного оцінювання складається з визначення об'єкта дослідження, пропонованих експертам для оцінки об'єктів (факторів), визначення експертів та їхнього рангу компетентності. Експерти виконують оцінювання (ранжування) запропонованих об'єктів, після чого виконується математико-статичний аналіз результатів.

Дослідження з оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем проводилося згідно з такою схемою:

1. Об'єкт дослідження – гальмові системи.

2. Кількість варіантів запропонованих експертам $n=7$.

Інноваційні методи підвищення ефективності гальмової системи сучасного рухомого складу такі:

- примусова подача повітря в контакт трибоелементів;
- примусова подача повітря, температура якого регулюється залежно від умов та режимів експлуатації;
- застосування колодок з порофоровими вставками;
- застосування колодок з ребрами охолодження;
- застосування гальмових накладок, зовнішня поверхня яких виконана з теплорозсіюючого матеріалу;
- подача в зону контакту трибоелементів активаторів тертя;
- застосування гальмових елементів, в конструкції яких передбачені фазові переходи.

3. В оцінці варіантів беруть участь $m=11$ експертів.

4. Кожен експерт має свій ранг, який визначається рівнем його компетенції і джерелами аргументації оцінки.

5. Кожен експерт проводить оцінку запропонованих варіантів.

Кожен з експертів оцінює всі фактори таким чином, що найнижча оцінка може дорівнювати 1, а найвища – кількості факторів, які розглядаються у даному оцінюванні. Якщо кожен експерт оцінює всі фактори різними числами (рангами) від 1 до кількості факторів, розглядається порядкова шкала оцінювання. Якщо експерти оцінюють фактори довільними числами з цього діапазону, має місце інтервальна шкала оцінювання.

6. Усі варіанти удосконалення гальмових елементів повинні бути розподілені по їх значущості. За думкою кожного j експерта ($j = 1-m$) певний фактор i ($i = 1-n$) має вплив різного ступеня на об'єкт дослідження. Стосовно ступеня впливу, визначеного експертом, здійснюється ранжирування факторів x_{ji} , результати якого представляють у вигляді матриці у табл. 1.

Нехай x_{ij} – оцінка фактора i , дана j -м експертом. Тоді вагомість i -го об'єкта, підрахована за оцінками всіх експертів (w_i), дорівнює:

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^m w_{ij}}{m}, i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

де w_{ij} – вага i -го об'єкта, визначена за оцінками j -го експерта, дорівнює:

$$w_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^n x_{ij}}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m}. \quad (2)$$

У разі участі в опитуванні декількох експертів розбіжності в їхніх оцінках неминучі, проте величина розбіжності має важливе значення. Групова оцінка може вважатися достатньо надійною тільки за умови гарної узгодженості відповідей окремих фахівців.

Для аналізу розкиду і узгодженості оцінок застосовуються статистичні характеристики – міри розкиду.

Таблиця 1. Результати експертного оцінювання

Експерт	Фактори						
	IM1	IM2	IM3	IM4	IM5	IM6	IM7
1	5	7	4	3	4	2	5
2	6	7	4	3	5	4	5
3	5	6	4	4	3	3	6
4	5	6	4	3	5	2	6
5	4	6	4	3	4	3	6
6	5	7	5	2	5	4	5
7	6	7	5	3	4	4	5
8	4	7	4	4	6	3	6
9	5	6	4	3	4	3	5
10	5	7	5	4	3	4	5
11	4	7	4	3	4	4	6

Варіаційний розмах:

$$R = x_{\max} - x_{\min}, \quad (3)$$

де x_{\max} – максимальна оцінка об'єкта; x_{\min} – мінімальна оцінка об'єкта.

Середнє квадратичне відхилення, обчислюване за відомою формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (x_j - \bar{x}_j)^2}{m-1}}, \quad (4)$$

де x_j – оцінка, дана j -м експертом; m – кількість експертів.

Коефіцієнт варіації, який зазвичай виражається у відсотках:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}_j} \cdot 100\%. \quad (5)$$

Результати статистичного аналізу наведені у табл. 2. Зважаючи на отримані значення, можемо зробити висновок про задовільну узгодженість оцінок експертів.

Висновки і перспективи подальшого використання. У результаті проведеного експертного дослідження здійснено оцінювання інноваційних методів підвищення ефективності гальмової системи сучасного рухомого складу. Встановлено, що найперспективнішим методом підвищення ефективності гальмування є подача повітря з регульованою температурою залежно від умов гальмування і експлуатації. Даний метод отримав найбільший ранг 0,237. Однак інші методи можна також вважати перспективними, оскільки різниця оцінок незначна. Найменший ефект на стабілізацію температури між трибоелементами, згідно з думкою експертів, мають ребра охолодження колодок (сума рангів становить 0,114).

Це інноваційне рішення ефективно буде працювати в парі з іншим методом, наприклад, з подачею охолодженого повітря. Ребра поверхонь дозволять посилити ефект охолодження і направити повітря безпосередньо на поверхню тертя. Також

можлива додаткова установка елементів на диски і колодки, що призведе до збільшення притоку повітря у зону контакту.

Таблиця 2. Результати статистичного аналізу

Показник	Фактори						
	ІМ1	ІМ2	ІМ3	ІМ4	ІМ5	ІМ6	ІМ7
Очікуване значення	4,909	6,636	4,273	3,182	4,273	3,273	5,455
Вага фактора	0,175	0,237	0,153	0,114	0,153	0,117	0,195
Варіаційний розмах	2	1	1	2	3	2	1
Середньокв. відхилення	0,905	0,651	0,603	0,778	1,168	1,015	0,674
Коефіцієнт варіації	18,4	9,8	14,1	24,5	27,3	31	12,4

Згідно з ранжируванням важливе значення має застосування колодок у яких запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести миттєвий відбір теплоти від контакту. Застосування порофорових вставок у конструкції колодки також дозволяє значно охолодити контакт за рахунок утворення при терті охолоджуючого газу. Немало значущим технічним рішенням є застосування теплорозсіюючих матеріалів в конструкції гальмових систем. Дана конструкція дозволяє постійно проводити відтік тепла від поверхні тертя. При подачі додатково потоку повітря на теплорозсіюючий матеріал можна досягти більшої ефективності стабілізації температури. Запропоновані методи відрізняються новизною розроблених рішень, представляють теоретичну та практичну цінність у напрямі вдосконалення експлуатаційних характеристик гальм, що матиме велике значення в стратегічному розвитку залізничного транспорту в цілому.

Подяка. Дослідження проводилися на підставі науково дослідної роботи «Створення багатофункціональних наукомістких методів енергетичного управління інженерією поверхонь контакту «колесо – рейка» для забезпечення еколого-ефективної передачі потужності» (№ держ. реєстрації 0117U000561), що фінансуються Міністерством освіти і науки України. Публікація містить результати досліджень, проведених за грантом Президента України за конкурсним проектом Ф70 «Створення багатофункціональних наукоємних методів і інструментів комплексного керування системою «колесо – гальмо – рейка» для запобігання аварійним ситуаціям, усунення ризику екологічних катастроф» (№ держ. реєстрації 0117U006252) Державного фонду фундаментальних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Горбунов М.І. Аналіз технічних рішень по підвищенню енергорозсіюючої спроможності елементів гальмових систем / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: в 2-х ч. Ч.1. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013. – № 18(207) – С. 57-61.
2. Горбунов М.І. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.– Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013 – № 4(193) – С. 68 – 72.
3. Бар Б. Моделі, алгоритми і програми інженерії знань для прийняття рішень в умовах імовірнісних даних /Борис Бар/ автореф. дис... канд. техн.: 01.0.5.04; Національний аерокосмічний університет імені М.Є. Жуковського «ХАІ». – Харків, 2000. – 26 с.

4. *Топал А.С.* Моделі та методи автоматизованої підтримки прийняття рішень щодо технологічної підготовки складального виробництва в літакобудуванні / А.С. Топал // автореф. дис... канд. техн.: 05.13.06; Національний аеро-космічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». – Харків, 2006.
5. *Ларичев О.И.* Наука и искусство принятия решений / О.И. Ларичев / – М.: Наука, 1979 – 200 с.
6. *Батищев Д.И.* Методы оптимального проектирования/Д.И. Батищев //–М.: Радио и связь, 1984.–248 с.
7. Исследование операций: В 2-х томах; Пер. с англ. / Под редакцией Дж. Моудера, С. Элмаграби. – М.: Мир, 1981.–Т. 1: Математические основы и математические методы. –712 с.
8. *Фомін О.В.* Аналіз доцільності застосування шестигранних порожнистих профілів в якості складових елементів несучих систем напіввагонів/ О.В. Фомін // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна: науковий журнал. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2014. – Вип. 6(54). – С. 146-153.
9. *Фомін О.В.* Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів/ О.В. Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип. 26 – 27. – С. 137-147.
10. *Gorbunov M.* Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / Mykola Gorbunov, Vaclav Pistek, Maksym Kovtanets, Olena Nozhenko, Sergii Kara, Pavel Kučera // JVE International LTD. *Vibroengineering Procedia*. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159-164.
11. *Gerlici J.* Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, R. Domin, M. Kovtanets, T. Lack // «Manufacturing Technology». April 2017, Vol. 17, No 2. – p. 179-186.

REFERENCES

1. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Prosvirova O.V. *Analiz tekhnichnykh rishen po pidvyschennyu energoresursu ability of braking systems*, Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl: in 2 p. p. 1. No. 18(207). Lugansk, VDEUNU, 2013. P. 57-61.
2. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Nozhenko O.S., Prosvirova O.V. *Tekhnichni rishennya po stabilizatsiyi temperatury fryktsiynykh elementiv halm* [Technical solutions for temperature stabilization of the friction elements of the brakes], Gorbunov M. I., K. A. Kravchenko, A. S. Nozhenko, A. V. Prosvirov, Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl No. 4(193). Lugansk, VDEUNU, 2013. P. 68 – 72.
3. Bar B. *Modeli, algoritmi i programi inzheneriyi znan dlya priynyattya rishen v umovah imovirnisnih danih* [Models, algorithms, and software engineering knowledge for decision-making under conditions of probabilistic data] B. Bar, Cand. dis.: 01.0.5.04; National Aerospace University named after N. Zhukovsky «KhAI», Kharkov, 2000, 26 p.
4. Topal A. S. *Modeli ta metody avtomatizovanoi pidtrimki priynyattya rishen schodo tehnologichnoyi pidgotovki skladalnoho virobnitstva v litakobuduvanni* [Models and methods for automated decision support for the technological preparation of Assembly manufacture in Aeronautics] A. S. Topal, Cand. dis.: National Aerospace University named after N. Zhukovsky «KhAI», Kharkov, 2006, 26 p.
5. Larichev O. I. *Nauka i iskusstvo prinyatiya resheniy* [Science and art of decision making] O. I. Larichev, M.: Nauka, 1979, 200 p.
6. Batishev D.I. *Metody optimalnogo proektirovaniya* [Methods of optimal design] D. I. Batishev, M.: Radio and communication, 1984, 248 p.
7. *Issledovanie operatsiy* [Operations research: In 2 volumes. Under the editorship of John.Modera, S., Elmaghraby.] – М.: Mir, 1981.Vol. 1: Mathematical foundations and mathematical methods. 712 p.
8. Fomin O.V. *Analiz dotsilnosti zastosuvannya shestigrannykh porozhnistykh profiliv v yakosti skladovykh elementiv nesuchykh system napivvahoniv* [Analysis of the appropriateness of the use of hexagonal hollow profiles as components of the bearing systems of gondola cars] // *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana, Nauka ta prohres transportu*, 2014, № 6 (54), pp. 146–153.
9. Fomin O.V., Gostra A.V. *Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv* [Variations describe the structural designs of freight cars] // *Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies»*. – Kyiv: DETUT, 2015, Vyp.26-27, pp. 137 – 147.
10. Gorbunov M., Pistek V., Kovtanets M., Nozhenko O., Kara S., Kučera P. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / *JVE International LTD. Vibroengineering Procedia*, Sep 2017, Vol. 13, ISSN 2345-0533, pp. 159 – 164.

11. Gerlici J., Gorgunov M., Kravchenko K., Domin R., Kovtanets M., Lack T. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / *Manufacturing Technology*, April 2017, Vol. 17, No 2, pp. 179 – 186.

Н. И. Горбунов, д.т.н., профессор

(заведующий кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

О. В. Просви́рова

(старший преподаватель кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

М. В. Ковтанец, к.т.н.

(доцент кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

К. А. Кравченко, к.т.н., доцент

(доцент кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКСПЕРТНОГО ОЦЕНИВАНИЯ

Освещаются результаты исследования по определению эффективных методов повышения эксплуатационных характеристик железнодорожных тормозных систем с использованием экспертного оценивания. Рассматриваются следующие инновационные методы повышения эффективности тормозной системы современного подвижного состава: принудительная подача воздуха в контакт трибоэлементов; принудительная подача воздуха, температура которого регулируется в зависимости от условий и режимов эксплуатации; применение колодок с порофоровыми вставками; применение колодок с ребрами охлаждения; применение тормозных накладок, внешняя поверхность которых выполнена из теплорассеивающего материала; подача в зону контакта трибоэлементов активаторов трения; применение тормозных элементов, в конструкции которых предусмотрены фазовые переходы. Железнодорожная тормозная система представляет собой сложную техническую систему, качество функционирования которой определяется многими критериями: функциональными, надежностными, стоимостными, энергетическими, ресурсными, временными, техническими, социальными, экологическими и т.д.

Создание тормозных элементов является могокритериальной, статистической, недетерминированной задачей принятия решения. Среди вариантов конструктивного исполнения и методов улучшения эксплуатационных характеристик, необходимо выбирать наиболее эффективные. Методы экспертных оценок предполагают организацию работы со специалистами-экспертами с обработкой их мнений, выраженных в количественной и/или качественной форме с целью подготовки информации для лица, которое принимает решение.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, экспертное оценивание, тормозная система, энергоэффективность.

Nikolai I. Gorbunov, PhD, Professor

(Head of the Department of Railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University)

Olga V. Prosvirova,

(senior teacher of the Department of Railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University)

Maxim V. Kovtanets, Ph. D.,

(associate Professor of the Department of Railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University)

Ekaterina O. Kravchenko, Ph. D., Assoc. Professor

(associate Professor of the Department of Railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University)

IDENTIFICATION OF PROMISING METHODS TO IMPROVE THE BRAKING PERFORMANCE WITH THE USE OF EXPERT ASSESSMENT

The paper highlights the results of a study to determine effective methods of improving the service characteristics of rail brake systems using expert evaluation. Discusses the following innovative methods to improve the performance of brake systems of modern rolling stock: a forced air flow in contact friction elements; forced air supply, the temperature of which is regulated depending on conditions and modes of operation; the use of pads with porophore inserts; the use of pads with cooling fins; the application of the brake linings, the outer surface of which is made of heat dissipating material; flow in the contact area of friction elements activators of friction; the application of the brake elements in the design that provides phase transitions. The railway brake system is a complex technical system, the quality of functioning of which is determined by many criteria: functionality, reliability, cost, energy, resources, time, technical, social, environmental, etc.

The creation of the brake elements is several criteria, statistical, non-deterministic decision task. Among the variants of the structural design and methods of improvement of operational characteristics, it is necessary to choose the most effective. Methods of expert assessments suggest the organization of work with specialists-experts with the processing of their opinions, expressed in quantitative and/or qualitative form for the preparation of information for decision making person makes a decision.

Keywords: railway transport, expert evaluation, brake system, energy efficiency.

Стаття надійшла до редакції 21.11.2017 р.

УДК 629.4.077:621.1.016.7: 546.26

О. В. Просвірова,
(старший викладач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підійомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПОТОКУ НАБІГАЮЧОГО ПОВІТРЯ НА ТЕПЛОВІДДАЧУ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА

Висвітлюються аналіз факторів конвективного теплообміну у гальмовому диску під час гальмування. Розглядається методика розрахунку швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска з урахуванням параметрів руху повітряного потоку. Досліджується залежність відносної швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска від швидкості руху залізничного транспортного засобу. Визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, який залежить від стану потоку газу, його фізичних властивостей, температури та геометрії обмежуючих поверхонь. Під час гальмування швидкість повітряного потоку висока, і конвективний теплообмін впливає на температуру гальмового диска. Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією гальмового диска стає одним з ключових параметрів моделювання теплової потужності залізничного гальмового диска. Швидкість повітря в одній точці на поверхні гальмового диска залежить від швидкості поїзда і лінійної швидкості обертання диска. У реальному процесі гальмування, при високій швидкості поїзда, кути між швидкістю поїзда і лінійною швидкістю обертання кожної точки змінюються. Отже, виникає необхідність у еквівалентному коефіцієнті швидкості руху повітря. Одержаний коефіцієнт еквівалентної швидкості руху повітря виражає залежність відносної швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска від швидкості руху залізничного транспортного засобу. Одержані результати дозволяють враховувати параметри руху повітряного потоку при обчисленні коефіцієнта тепловіддачі конвекцією.

Ключові слова: залізничний транспорт, конвективний теплообмін, гальмова система, швидкість руху повітря.

Постановка проблеми. Європейські тенденції розвитку залізничного транспорту України спрямовані на підвищення швидкостей, збільшення обсягу перевезень, покращення тяги і підвищення безпеки руху залізничного транспорту. Можливість впровадження цих напрямів розвитку значною мірою залежить від забезпечення ефективної роботи гальмової системи та стійкості гальмування. При взаємодії фрикційних елементів гальмової системи в контакт підвищується температура, що значно впливає на коефіцієнт тертя та на гальмівне зусилля, яке реалізується локомотивом.

Проблема забезпечення ефективності та безпеки гальмування рухомого складу

© Просвірова О. В., 2018

загострюється зі зростанням швидкості руху залізничного транспорту в Україні та світі. Значне збільшення кінетичної енергії, яка при гальмуванні впливає на підвищення температури фрикційних елементів гальма, зумовлює необхідність розробки наукових основ прогнозування і ресурсозберігаючого управління високонавантаженим динамічним фрикційним контактом в режимах граничного стану, дослідження нових методів удосконалення гальмівних характеристик рухомого складу залізниць. Це зумовлює необхідність встановлення і розвиток залежностей для збільшення граничних значень гальмівного зусилля при стабілізації температури і силового навантаження.

Конвективний коефіцієнт теплопередачі – це функція геометричних параметрів, швидкості обертання і температури, яка впливає на структуру потоку та швидкість повітряного потоку над його поверхнею. Геометрична складова, як правило, розбита на області, що визначають прості форми. Для кожної області конвективний коефіцієнт теплопередачі можна визначити за допомогою відповідних рівнянь. Геометрію гальмівного диска можна розділити на обертовий диск (для поверхонь тертя) і обертові циліндри (для ступиці). Крім того, для вентильованого диска можна визначити канали.

Охолоджувальність гальмового диска визначається його матеріалом, формою та іншими чинниками. У вентиляційному апараті гальмового диска під час гальмування відбувається значне підвищення температури повітря, і, таким чином, на внутрішніх елементах диска виникає термічний стрес [1]. Найвищу температуру під час гальмування має фрикційна поверхня диска [2].

Під час гальмування швидкість повітряного потоку висока, і конвективний теплообмін впливає на температуру гальмового диска. Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією гальмового диска стає одним з ключових параметрів моделювання теплової потужності залізничного гальмового диска. Швидкість повітря в одній точці на поверхні гальмового диска залежить від швидкості поїзда і лінійної швидкості обертання диска [3]. У реальному процесі гальмування при високій швидкості поїзда кути між швидкістю поїзда і лінійною швидкістю обертання кожної точки змінюються. Отже, виникає необхідність у еквівалентному коефіцієнті швидкості руху повітря.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасні дослідження з підвищення ефективності роботи гальмових пристроїв складаються з робіт за такими основними напрямками:

- розробка нових технічних рішень, спрямованих на удосконалення конструкції гальмових пристроїв;
- математичне моделювання теплофізичних і механічних процесів у зоні фрикційного контакту елементів гальма необхідне для аналізу існуючого та перспективного гальмового обладнання;
- оцінка надійності та технічних ризиків експлуатації гальмового обладнання;
- комп'ютерне моделювання теплофізичних і механічних процесів у зоні фрикційного контакту елементів гальма з використанням кінцево-елементних моделей та аналіз його результатів;
- дослідження з обчислювальної гідрогазодинаміки;
- експериментальні дослідження гальмових пристроїв.

Сучасні дослідження вказують на те, що в початковий момент часу з ростом температури в контакт збільшується коефіцієнт тертя, проте при досягненні критичної температури, яка залежить від матеріалу, структури контактуючих тіл, температури навколишнього повітря та інших факторів, відбувається різке падіння коефіцієнта тертя, що негативно позначається на гальмівних властивостях рухомого складу [4, 5, 6, 7]. У дослідженнях останніх років широко розкривається питання термічних стресів та газодинаміки вентильованих дискових гальм. У роботах [8-10] наводяться результати комп'ютерного моделювання термодинамічних процесів, які відбуваються у дискових гальмах під час руху та гальмування. Але наявні в сучасних дослідженнях аналітичні залежності потребують аналізу та удосконалення з метою отримання можливості визначати та враховувати вплив параметрів руху повітряного потоку.

Метою роботи є аналіз факторів конвективного теплообміну у гальмовому диску під час гальмування та визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією, що враховує швидкість руху повітря на поверхні диска.

Викладення основного матеріалу. Опишемо рівняння теплопровідності з граничними умовами для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі конвекцією, що враховує відносну швидкість повітря у гальмовому диску.

Коефіцієнт конвекції не залежить від матеріалу, але залежить від стану потоку рідини або газу, його фізичних властивості, температури та геометрії обмежуючих поверхонь. Поверхня гальмового диска у розрахунках теплопереносу приймається еквівалентною площині [8]:

$$\alpha = 0.664 \left(\frac{v_{\infty} L}{\gamma} \right)^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_{\alpha}}{L}, \quad (1)$$

де Pr – константа Прандтля; λ_{α} – теплопровідність повітря, Вт/(м•К); L – це довжина обмежуючої поверхні, м; v_{∞} – швидкість повітря відносно гальмового диска, м/с; γ – кінематична в'язкість повітря, м²/с.

Згідно з моделлю круглих труб зі схрещенням повітряного потоку, коефіцієнт конвекції до радіальних ребер обчислюється за такою формулою:

$$\alpha = 0.248 \left(\frac{v_{\infty} d}{\gamma} \right)^{0.606} Pr^{0.38} \frac{\lambda_{\alpha}}{d}, \quad (2)$$

де d – діаметр охолоджуваного циліндра, м.

Ігноруючи температуру гальмового диска, приймаючи її за температуру навколишнього середовища, вважаємо параметри γ , Pr , λ_{α} константами, тоді α залежить тільки від L та v_{∞} . Оскільки поле течії навколо обертового гальмового диска складне, швидкість руху повітря слід визначати окремо на зовнішній та внутрішній поверхнях фрикційного диска.

Швидкість руху повітря на зовнішній поверхні гальмового диска

Рух гальмового диска – це синтез руху колеса з плоскою динамікою поїзда і його власного обертання, тому швидкість повітря в точці на поверхні гальмового диска

розраховується як синтез швидкості руху залізничного транспортного засобу і лінійної швидкості обертання, ω – це кутова швидкість гальмового диска, як подано на рис. 1.

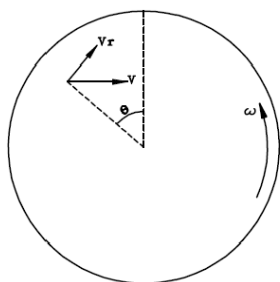


Рис. 1. Розрахункова схема відносної швидкості повітря

У окремий момент часу швидкості руху повітря в різних точках диска відрізняються одна від одної, але вони є симетричними відносно вертикальної площини, радіус диска є незмінним. При циклічній зміні швидкості руху повітря в будь-якій точці, швидкість повітря у будь-якій точці на однаковому радіусі розглядається як змінна тільки по швидкості.

Еквівалентна швидкість руху повітря на одному радіусі може бути розрахована за формулою:

$$v_{\infty} = \int_0^{\pi} \sqrt{(v + \omega r \cos \theta)^2 + (\omega r \sin \theta)^2} d\theta / \pi, \quad (3)$$

де v – швидкість руху поїзда, м/с; ω – кутова швидкість колеса, рад/с; r – радіус точки на гальмовому диску, м; θ – кут, як подано на рис. 1.

Оскільки швидкість руху повітря навколо всього диска симетрична відносно вертикальної площини, необхідно проводити розрахунки для одного з фрикційних дисків. Враховуючи, що:

$$\omega = v/R, \quad (4)$$

де R – радіус колеса, підставимо ω в формулу (3):

$$v_{\infty} = v \int_0^{\pi} \sqrt{2 \frac{r}{R} \cos \theta + \left(\frac{r}{R}\right)^2} d\theta / \pi. \quad (5)$$

Згідно з одержаною формулою, еквівалентна швидкість руху повітря для заданого радіуса залежить тільки від швидкості руху транспортного засобу.

Позначимо коефіцієнтом еквівалентної швидкості руху повітря такий вираз:

$$k = \int_0^{\pi} \sqrt{2 \frac{r}{R} \cos \theta + \left(\frac{r}{R}\right)^2} d\theta / \pi, \quad (6)$$

$$v_{\infty} = vk.$$

Числове значення та графік коефіцієнта еквівалентної швидкості руху повітря отримуються чисельним інтегруванням.

На рис. 2 наведено графік залежності коефіцієнта k від радіуса r .

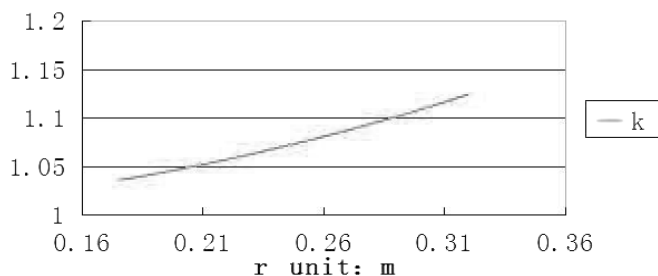


Рис. 2. Коефіцієнт еквівалентної швидкості руху повітря

Швидкість руху повітря на внутрішній поверхні гальмового диска

Геометрична структура внутрішньої поверхні гальмового диска значно складніша за зовнішню через наявність вентиляційного апарату, тому опис повітряного потоку відрізняється. У розрахунках руху повітря у вентиляційному апараті відносна швидкість руху повітря v_{∞} замінюється швидкістю руху поїзда v .

Висновки і перспективи подальшого використання. Запропоновано методику розрахунку швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска з урахуванням параметрів руху повітряного потоку. Одержаний коефіцієнт еквівалентної швидкості руху повітря виражає залежність відносної швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска від швидкості руху залізничного транспортного засобу. Одержані результати дозволяють враховувати параметри руху повітряного потоку при обчисленні коефіцієнта тепловіддачі конвекцією.

Подяка. Дослідження проводилися на основі науково-дослідної роботи «Створення багатофункціональних наукомістких методів енергетичного управління інженерією поверхонь контакту «колесо – рейка» для забезпечення еколого-ефективної передачі потужності» (№ держ. реєстрації 0117U000561), що фінансуються Міністерством освіти і науки України. Публікація містить результати досліджень, проведених за грантом Президента України за конкурсним проектом Ф70 «Створення багатофункціональних наукоємних методів і інструментів комплексного керування системою «колесо – гальмо – рейка» для запобігання аварійним ситуаціям, усунення ризику екологічних катастроф» (№ держ. реєстрації 0117U006252) Державного фонду фундаментальних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ву М. Обчислення та аналіз температурних полів та полів напружень гальмового диска на квазі-високошвидкісному потязі / М. Ву // Рухомий Склад. – 1995, 9. – Вип. 33. – С. 6 – 8
2. Горбунов М.І. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля:– Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013 – № 4(193) – С. 68 – 72.
3. Янь І. Моделювання гальмівного диска на основі 3-вимірної моделі / І. Янь // Комп'ютерне Моделювання, 2005, 10. – Вип. 22, № 10. – С. 225 – 227.
4. Фомін О.В. Аналіз доцільності застосування шестигранних порожнистих профілів в якості складових елементів несучих систем напіввагонів/ О.В. Фомін // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна: науковий журнал. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2014. – Вип. 6(54). – С. 146-153.
5. Фомін О.В. Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів/ О.В Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип. 26-27. – С. 137-147.

6. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / Mykola Gorbunov, Vaclav Pistek, Maksym Kovtanets, Olena Nozhenko, Sergii Kara, Pavel Kučera // JVE International LTD. *Vibroengineering Procedia*. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159-164.
7. Gerlici J. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, R. Domin, M. Kovtanets, T. Lack // «Manufacturing Technology». April 2017, Vol. 17, No 2. – p. 179-186.
8. Су Я. Передача тепла. // Вид-во: університет науки і технологій. – Ухань:Хуажонге, 2009 – 116 с.
9. Сибьяо В. Теплове моделювання гальмового диска високошвидкісного поїзда.// II Міжнародна конференція електронних і механічних інженерних та інформаційних технологій (ЕМЕІТ-2012). – С. 145–149.
10. Мона А.Г. Тепловий режим дискового гальма шахтного локомотива. // *Металургійна і горно-рудна промисловість*. – №.4. – С. 99 – 102.

REFERENCES

1. Wu M. The temperature field and stress field computation and analysis of brake disc based on quasi-high-speed train. *Rolling Stock*, 1995, 9, Vol 33, pp. 6-8.
2. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Nozhenko O.S., Prosvirova O.V. *Tekhnichni risennya po stabilizatsiyi temperatury fryktsiynykh elementiv halm* [Technical solutions for temperature stabilization of the friction elements of the brakes], Gorbunov M. I., K. A. Kravchenko, A. S. Nozhenko, A. V. Prosvirov, Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl No. 4(193). Lugansk, VDEUNU, 2013, pp. 68 – 72.
3. Yang Y. The Transient Temperature Field Simulation of Brake Disc Based on 3-Dimensional Model. *Computer Simulation*, 2005, 10, Vol 22, №.10, pp. 225 – 227.
4. Fomin O.V. Analiz dotsilnosti zastosuvannya shestyhrannykh porozhnistykh profiliv v yakosti skladovykh elementiv nesuchykh system napivvahoniv [Analysis of the appropriateness of the use of hexagonal hollow profiles as components of the bearing systems of gondola cars] // *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana, Nauka ta prohres transportu*, 2014, № 6 (54), pp. 146-153.
5. Fomin O.V., Gostra A.V. Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv [Variations describe the structural designs of freight cars] // *Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies»*. – Kyiv: DETUT, 2015, Vyp. 26-27, pp. 137 –147.
6. Gorbunov M., Pistek V., Kovtanets M., Nozhenko O., Kara S., Kučera P. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / JVE International LTD. *Vibroengineering Procedia*, Sep 2017, Vol. 13, ISSN 2345-0533, pp. 159 – 164.
7. Gerlici J., Gorgunov M., Kravchenko K., Domin R., Kovtanets M., Lack T. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / *Manufacturing Technology*, April 2017, Vol. 17, № 2, pp. 179 – 186.
8. Su Y. Heat Transfer. Wuhan:Huazhong // University of Science & Technology Press, 2009, 116 p.
9. Wu X. Heat Simulation of High-speed Train's Brake Disc Considering the Wind Speed of Disc Surface Influence on Co vection Coefficient. *2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012)*, pp. 145 – 149.
10. Monia, A.G. *Teplovyy rezhym diskovoho hal'ma shakhtnoho lokomotyva* [Thermal mode of a disk brake of the mine locomotive], *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost*, no.4, pp. 99–102.

О. В. Просви́рова

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОТОКА НАБЕГАЮЩЕГО ВОЗДУХА НА ТЕПЛООТДАЧУ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

Освещаются анализ факторов конвективного теплообмена в тормозном диске во время торможения. Рассматривается методика расчета скорости движения воздуха на поверхности тормозного диска с учетом параметров движения воздушного потока. Исследуется зависимость относительной скорости движения

воздуха на поверхности тормозного диска от скорости движения железнодорожного транспортного средства. Определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией, который зависит от состояния потока газа, его физических свойств, температуры и геометрии ограничивающих поверхностей. Во время торможения скорость воздушного потока высока, и конвективный теплообмен влияет на температуру тормозного диска. Таким образом, коэффициент теплоотдачи конвекцией тормозного диска становится одним из ключевых параметров моделирования тепловой мощности железнодорожного тормозного диска. Скорость воздуха в одной точке на поверхности тормозного диска зависит от скорости поезда и линейной скорости вращения диска. В реальном процессе торможения при высокой скорости поезда углы между скоростью поезда и линейной скоростью вращения каждой точки меняются. Следовательно, возникает необходимость в эквивалентном коэффициенте скорости движения воздуха. Полученный коэффициент эквивалентной скорости движения воздуха выражает зависимость относительной скорости движения воздуха на поверхности тормозного диска от скорости движения железнодорожного транспортного средства. Полученные результаты позволяют учитывать параметры движения воздушного потока при вычислении коэффициента теплоотдачи конвекцией.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, конвективный теплообмен, тормозная система, скорость движения воздуха.

*Olga V. Prosvirova,
(senior teacher of the Department of Railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University)*

IDENTIFICATION OF THE THE INCOMING AIR FLOW INFLUENCE ON THE HEAT DISSIPATION OF DISK BRAKES

Highlights the analysis of the factors of convective heat transfer in the brake disk during braking. The technique of calculating a speed of movement of air on the surface of the brake disc by the movement of the air flow. We study the dependence of the relative velocity of air on the surface of the brake disc from the speed of a railway vehicle. Determined the heat transfer coefficient by convection, which depends on the state of the gas flow, its physical properties, temperature and geometry of the bounding surfaces. During braking the speed of air flow high, and convective heat transfer affects the temperature of the brake disc. Thus, the heat transfer coefficient by convection of the brake disc becomes one of the key parameters of modeling thermal capacity of the railway brake disc. The air velocity at one point on the surface of the brake disc depends on the speed of the train and the linear velocity of disc rotation. In the actual process of braking at high speed trains the angles between the train speed and the linear speed of each point change. Consequently, there is a need for equivalent coefficient of air velocity. The resulting ratio is equivalent to the velocity of the air expresses the dependence of the relative velocity of air on the surface of the brake disc from the speed of a railway vehicle. The obtained results allow to consider the parameters of movement of air flow when calculating the heat transfer coefficient by convection.

Keywords: railway transport, convective heat dissipation, brake system, airflow.

Стаття надійшла до редакції 02.11.2017 р.

УДК 629.4.077:629.463

В. Г. Равлюк, к. т. н.
(доцент кафедри вагонів, Український державний університет
залізничного транспорту)

ОЦІНЮВАННЯ ФАКТОРІВ УТВОРЕННЯ ДУАЛЬНОГО ФРИКЦІЙНОГО ЗНОСУ ГАЛЬМОВИХ КОЛОДОК

У роботі вперше встановлено фізичне поняття, подано визначення, формалізовано і розпочато дослідження дуального клиноподібного фрикційного зносу гальмових колодок. Викладено новий науковий підхід і метод дослідження проблеми, пов'язаної з дуальним фрикційним клиноподібним зносом гальмових колодок через наявність крайкової верхньої стертості, яка утворюється під час руху поїзда від недосконалості гальмової системи. Досліджуються причини нерівномірного зносу гальмових колодок, які призводять до їх нахилу і впирання верхньою крайкою у рухомий об'єкт гальмування (колесо). Наведено результати геометричних та кінестатичних досліджень у взаємодії пари колодка – колесо, виконаних з метою встановлення причин і наслідків прискореного дуального переломного клиноподібного зносу гальмових колодок на маятниковому підвішуванні у візках вантажних вагонів із врахуванням гальмування коліс в односторонньому та двосторонньому русі. Запропоновано новий принцип вдосконалення фрикційного способу гальмування, який дозволяє використовувати зворотні зв'язки за поточними координатами елементів гальмового механізму і прогнозувати знос колодок залежно від пробігу вагонів в експлуатаційних умовах. Доведено, що кут охоплення g гальмової колодки зменшується за дуальністю колодки, що призводить до збільшення питомих тисків у верхній та зменшення тисків у нижній частині колодок, через що збільшуються експлуатаційні витрати при вантажних перевезеннях залізниць.

Ключові слова: вантажний вагон, гальмова колодка, експлуатація, дуальний знос, колесо, кут, тертя.

Постановка проблеми. Інтенсифікація процесу перевезень вантажів залізничним транспортом зумовлює необхідність удосконалення та впровадження в експлуатацію більш ефективних та надійних конструкцій рухомого складу [3, 4]. Одним із найвживаніших транспортних засобів на залізниці є вантажні вагони. Техніко-економічні показники роботи вантажних вагонів ПАТ «Укрзалізниця» свідчать про те, що за чверть століття незалежності України гальмові системи вантажних поїздів стали дуже вразливі в сучасних умовах експлуатації і у більшості вагонного парку знаходяться у незадовільному стані. У зв'язку з цим в ПАТ «Укрзалізниця» і у провідних установах, які належать до залізничного транспорту, виконуються роботи щодо підвищення надійності гальм вантажних поїздів [1, 14].

© Равлюк В. Г., 2018

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для зменшення кількості транспортних подій на залізничному транспорті України щорічно виконується аналіз [6], за яким напрацьовується низка заходів, які дають можливість покращити ситуацію на залізниці. У багатьох випадках причиною виникнення транспортних подій є несправність механічної частини гальмового обладнання, яке неможливо оперативно виявляти під час руху вантажних поїздів і запобігти виникненню аварійних ситуацій.

Питанням удосконалення гальмової важільної передачі вантажних вагонів, зокрема ліквідації ненормативного клиноподібного зносу та збільшення ресурсу гальмових колодок присвячено низку наукових праць. Зокрема у роботах [3, 7-9] при розробці вітчизняного візка нового покоління для вантажних вагонів запропонований пристрій для відведення колодок із автоматичним корегуванням взаємного розташування гальмових колодок і поверхонь кочення коліс [11]. У китайській гальмовій важільній передачі оригінальне конструктивне виконання у візку ZK-1 має підвіска триангеля [10]. Вона виконана на шатунах непідресореної частини, яка, в свою чергу, спирається на конусні втулки через гуму, а для запобігання падіння триангеля на залізничну колію активно використовуються запобіжні троси чи скоби.

Маємо декілька виданих наукових праць, де особливу увагу приділено впливу негативних чинників гальмової системи вантажних потягів, що призводять до збитків залізничної галузі від масового переломного клиноподібного спрацювання гальмових колодок [2, 11-17]. Все це вказує на актуальність роботи, результати якої викладено за нашими дослідженнями.

Виклад основного матеріалу дослідження. Гарантування надійної роботи гальмового обладнання вантажних вагонів, що найбільшою мірою сприяє ефективності їх дії в умовах інтенсивної експлуатації на залізницях України, є однією з головних проблем удосконалення розрахункових методів конструкції механічної частини гальма й системи її технічного обслуговування та ремонту вагонів у цілому [19].

У гальмових важільних передачах вантажних вагонів із колодковим гальмом характерною особливістю є однобічне розташування колодок, які притискаються до поверхонь кочення колісних пар. Самі гальмові колодки закріплюються жорстко на гальмовій балці – триангелі, при цьому симетрично вони розташовуються у візку відносно коліс. Але у відпущеному стані під час руху у вантажних поїздах більшість колодок схиляється й спираються своєю верхньою окрайкою у поверхні кочення коліс (рис. 1). Внаслідок цього виникає небажаний загальний ненормативний фрикційний знос (переломний профіль) колодок [7].

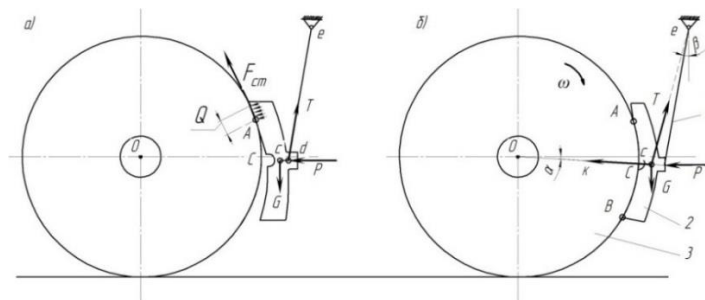


Рис. 1. Схема: а) відтворення початкового осередку стирання верхньої окрайки колодки під час руху без гальмувань; б) гальмування колодковим гальмом вантажного вагона з утворенням дуального фрикційного зносу колодки

Характерною особливістю такого зносу є те, що на робочій поверхні колодок утворюється двоплощинний переломний фрикційний знос, який має лінію розмежування, тому для подальших досліджень такого ненормативного зносу колодок доцільно ввести поняття дуального зносу для гальмових колодок (рис. 2).

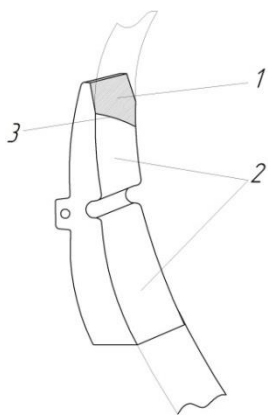


Рис. 2. Схема дуального фрикційного зносу гальмової колодки
1 – площа тертя і фрикційного зносу колодки, що утворюється під час руху вагона без гальмування;
2 – площа фрикційного зносу колодки під час гальмування за наявності верхньої стертості;
3 – лінія розмежування площин

Поняття дуальності пов'язане з клиноподібним загальним фрикційним зносом, яке ґрунтується на тому, що на робочій поверхні тертя гальмової колодки в процесі ненормативних умов роботи гальмової системи на фрикційній зношуваній поверхні колодок утворюється дві площини стертості з лінією перелому між ними.

З введенням такого нового поняття стає можливим більш досконало вивчити таке дуже негативне явище для вантажних перевезень залізничної інфраструктури та розпочати дослідження причин і наслідків з метою пошуку і розробки технічних заходів, спрямованих на зменшення негативних наслідків від такого специфічного (дуального) зносу гальмових колодок. На (рис. 2) наведено фрикційний знос 1 на верхній частині колодки, що утворюється від її схиляння до впирання верхньою крайкою у поверхню кочення колеса під час руху без гальмування, а фрикційний знос 3 нижче лінії розмежування 2, відбувається тільки під час гальмувань та спотворено.

З конструктивних міркувань у гальмових систем визначають так званий кут заниження гальмової колодки α , а також інші кути і конструктивні розміри, що необхідні для реалізації процесу гальмувань.

Кут β , що зветься кутом підвішування (див. рис. 1, б), існує для маятникового відводу гальмових колодок від коліс при відпуску гальма, щоб підвіска 1 відхилилася та відбувалося відведення гальмової колодки 2 від коліс під дією гравітаційних сил, які утворюються власною вагою G (після припинення гальмування) [1, 19].

Чисельне співвідношення між силою K , що виникає між колодкою і колесом, і силою P , яка діє під час гальмування на колодку з боку триангеля дорівнює:

$$K = P \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

де K – сила натиснення гальмової колодки на колесо; α – кут між горизонтальною віссю, яка проходить через центр колеса і середину гальмової колодки C .

Природно, що товщина гальмової колодки не є постійною через її зношування під час експлуатації. Але і під час руху візка без гальмування колодка (маючи динамічний ексцентриситет cd) може нахилитися і верхнім краєм притулятися до поверхні кочення колеса. Внаслідок цього тут виникає непередбачений місцевий осередок фрикційного зношування Q (рис. 1). Наявність кута α цей процес прискорює за рахунок того, що ефективна площа гальмової поверхні колодки стає меншою, а контактне фікційне напруження між колодкою і колесом збільшується.

Особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування гальмових колодок вантажних вагонів

У наших дослідженнях, контактну площу силової взаємодії гальмових колодок, що примикають і труться при гальмуванні об колеса, запропоновано розглядати дезінтегровано – як композицію елементарних секторальних майданчиків, до яких прикладена протидіюча реакція F у вигляді розподілених дискретних сил dF , спрямованих під кутом тертя φ_k до загальних нормалей дискретних поверхонь колодки ds і колеса, наприклад, OC (рис. 3).

Тобто, врівноважений стан тут визначається для кожної ділянки ds робочої площі колодки S :

$$ds = b (D_0/2) dg, \tag{2}$$

де b – ширина колодки; D_0 – діаметр кола кочення колеса в площині, що «розсікає» колодку симетрично; dg – секторальний кут дискретного поділення S від верху (g_b) до низу (g_n) робочий поверхні колодки в секторі g .

У цьому випадку протидіюча реакція F до гальмівної сили K розкладається на сили dF , які діють по площадках ds на всій площі S :

$$F = \int_S dF, \quad S = \int_{g_n}^{g_b} ds = b(D_0/2) \int dg \tag{3}$$

Згідно з припущенням при побудові схеми рис. 4 всі розглянуті сили лежать в площині перетину колодки, що збігається з площиною рисунка. А лінії дії сил dF (в секторі g охоплення колеса колодкою) практично сходяться до точки c кола з радіусом r :

$$r = \frac{\varphi_k (D_0 / 2)}{\sqrt{1 + \varphi_k^2}}, \tag{4}$$

де φ_k – коефіцієнт тертя між колодкою і колесом.

Самі сили dF , як вже сказано, утворюють кути тертя γ із своїми нормаллями до своїх дискретних площин тертя ds . Причому, цей кут у секторі ($g_k - g_n$) від місця розташування майданчика ds не залежить. Тобто, не залежить від зміни розміру сектора ($g_b - g_n$) під час експлуатації (відлік зношеності колодки ведемо від кута g_n). У зв'язку з цим в межах гальмівного сектора ($g_b - g_n$), для будь-якого ступеню зношеності, лінії дії сил dF є дотичними до кола тертя радіуса $r = Oc$, утворюючи з відповідними радіусами прямі кути.

Отже:
$$Oc = 1/2 D_0 \sin \gamma, \tag{5}$$

де γ – кут тертя.

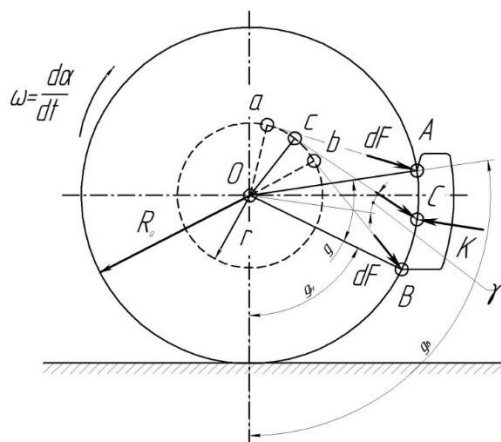


Рис. 3. Схема формування реакції колеса $F = K = P \cos \alpha$, як суми сил dF , що діють на ділянках ds робочої поверхні колодки S

Вираз формули (4) виводиться при підстановці в (5) залежності (6), відомої із триботехніки [19]:

$$\varphi_k = \arctg \gamma. \quad (6)$$

Тут і далі коло з радіусом r , який залежить тільки від коефіцієнта тертя φ_k , будемо називати коло тертя.

Очевидно, крайні сили dF , що дотичні кола тертя в крайніх точках a й b , утворюють на ньому дугу $\cup ab$, також одночасно мають точки A і B дуги $\cup AB$, де у межах гальмівного сектора $g = (g_b - g_n)$ діють розподілені сили dF , що протидіють гальмівній силі K .

Слід зазначити, що в сучасних гальмових системах вантажних вагонів кут охоплення коліс колодками гальма практично у всіх конструкціях однаковий. При цьому значення $(g_b - g_n)$ такі, що елементарні реакції dF , прикладені до елементарних майданчиків ds для всіх точок гальмівного сектора практично сходяться в середині дуги $\cup ab$ – у точці c .

Інакше кажучи, композиція елементарних реакцій dF утворить збіжну в одній точці систему сил. Звідки випливає, що рівнодіюча цієї системи сил F визначається й за величиною й за напрямком з багатокутника збіжних сил і також проходить через точку середини дуги $\cup ab$ – точку c .

Цю особливість гальмування колодковим гальмом будемо відзначати й надалі, називаючи точки, подібні c , конкретними точками.

Зрозуміло, що координати унікальних точок у різних конструкціях механізмів гальмування залежать від коефіцієнта тертя φ_k , а також від деяких інших показників механічної частини гальмової системи візка. Наприклад, від геометричних параметрів колодкового гальма, зокрема, від положення бісектриси OC , що у рівних частках ділить кут охоплення колодкою колеса: $(g_b - g_n) / 2$.

Разом з тим відомо, що проблема експлуатації й призначення строків технічного обслуговування й ремонту гальмових систем вантажних вагонів пов'язана з усунен-

ням явищ нерівномірного зносу гальмових колодок вантажних вагонів, і на наш погляд, ще недостатньо вивчена. У зв'язку з цим на кафедрі «Вагони» більше десяти років у рамках виконання держбюджетних робіт проводяться науково-технічні дослідження, присвячені цій проблемі [14].

Так чи інакше, успішне вирішення цієї проблеми пов'язане з удосконалюванням механічної частини гальмової системи вантажних вагонів у тому числі з визначенням силових факторів при дуальному зносі гальмових колодок вантажних вагонів.

Внаслідок цього, при гальмуваннях верхня стерта частина колодок не доходить до колеса та не бере участі у створенні гальмівної сили. Фрикційна взаємодія колодок з колесами, а значить і гальмівний процес істотно спотворюються через перерозподіл силових тисків по довжині колодок. Тому в роботі запропоновано підійти до силового аналізу таких ситуацій дезінтегровано, на основі квазістатичного аналізу.

Суть запропонованого підходу в дійсних дослідженнях полягає в тому, що практично для всіх механізмів гальмування вантажними вагонами (незалежно від модифікації важільних передач і тріангелів) геометричне місце унікальних точок являє собою дугу кола радіуса $r_0 = 1/4D_0$ (рис. 4, а).

На рисунку зображено: коло, що описане із центра O_1 , який лежить на середині бісектриси OC гальмівного сектора g , названий нами колом унікальних точок.

Зауважимо, що дотичні Aa й Bb , проведені з точок A і B до кола тертя, утворюють рівні трикутники ΔOaA й ΔObB , які збігаються один з одним при повороті одного з них на кут $(g_b - g_n)$. Тобто:

$$\angle bOa = \angle BOA = g_a - g_n. \quad (7)$$

Відомо, що при гальмуванні колодковим гальмом коефіцієнт тертя між колодкою й колесом змінюється не тільки внаслідок зміни тиску в зоні їх контакту, а також і змінних в експлуатації колових швидкостей колеса, температури та ін. факторів. Тому для визначення вектора реакції колеса F і точки її прикладення в різних режимах гальмування необхідно знати положення унікальних точок при різних коефіцієнтах тертя.

Насамперед покажемо, що точки c і C ділять наполовину кожен з дуг ab і AB відповідно (рис. 4, а).

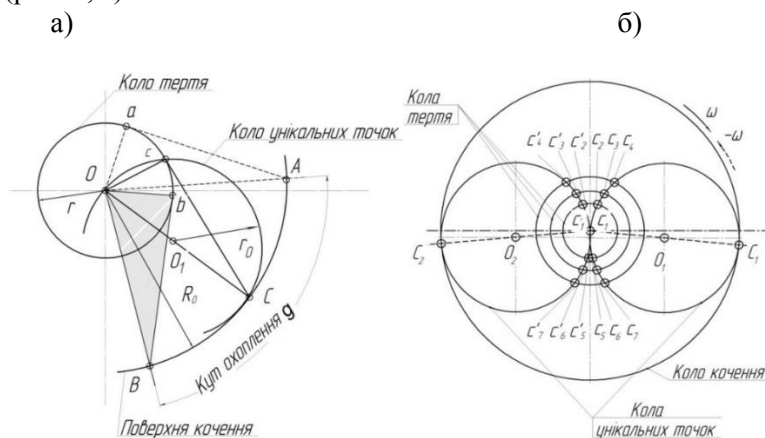


Рис. 4. Схема: а) побудова кола унікальних точок; б) унікальні точки передніх і задніх гальмових колодок

Дійсно, з'єднуючи точки c і C із центром O , маємо рівність:

$$\angle bOc = \angle BOc = (g_k - g_n) / 2.$$

З рис. 4, а зрозуміло, що $\triangle OBb$ теж можна з'єднати з рівним йому $\triangle OCc$ шляхом повороту на кут $(g_k - g_n) / 2$. Кут $\angle OCc$ – прямий, а пряма cC – дотична до кола тертя. Так що точку c знайдемо як точку перетинання кола тертя з колом, побудованим на OC як на діаметрі. Це коло і є колом унікальних точок, які при змінах коефіцієнта тертя φ_k змінюють своє місце розташування.

Визначення унікальних точок при гальмуванні колодковим гальмом при різних коефіцієнтах тертя

Нехай є деякі значення коефіцієнтів пари тертя $\varphi_k=0,05$; $\varphi_k=0,2$; $\varphi_k=0,4$. Для наочності й простоти викладу процедури визначення унікальних точок (при різних φ_k) скористаємося розрахунково-графічним методом побудови багатокутників сил, що діють на об'єкти квазістатичної рівноваги.

З метою визначення унікальних точок на рис. 4, б зобразимо (відповідно до конкретного φ_k) коло тертя, відзначивши серединні точки C_1 і C_2 контактних дуг поверхонь тертя гальмових колодок колеса колісної пари. Тут же побудуємо на відрізках OC_1 і OC_2 , як на діаметрах, кола унікальних точок для передньої (правої) і задньої (лівої) по ходу руху колодок.

Тоді, вочевидь, точки перетинання кіл тертя з колами будуть унікальними точками c_1, c_2, \dots, c_8 відповідно для правої й лівої колодок при обертанні колеса за годинниковою стрілкою. При обертанні колеса в протилежному напрямку унікальними точками будуть c'_5, c'_6, c'_7, c'_8 – для правої й c'_1, c'_2, c'_3, c'_4 – для лівої колодки.

Однак, знання координат тільки однієї унікальної точки c не достатньо для визначення напрямку дії сумарної реакції F . Тому слід зайти ще точку, через яку проходить вектор F . У зв'язку з цим представимо всі діючі силові фактори, які забезпечують квазістатичну рівновагу зчленованих елементів підвішеної гальмової колодки при гальмуванні візка (рис. 5). І нехай такою точкою є деяка точка ϕ , що лежить на лінії ed з'єднання шарніру підвішування колодки e з точкою d (шарнір зчленування колодки і її підвіски).

Щоб знайти місце знаходження точки ϕ , розглянемо умови рівноваги колодки разом з її шарнірною підвіскою під дією таких сил і моментів: сили $-K = F$ – взаємодії колеса й колодки; сили ваги G колодки, прикладеної в її центрі ваги s ; сили P важільного тиску з боку триангеля на колодку, вектор дії якої відповідно до досліджень проф. Б. Л. Карвацького [20] варто направити горизонтально; сили T – реакції підвіски, яку можна (приблизно) вважати спрямованою вертикально уздовж лінії – ed елемента підвіски гальмівної колодки; M_{mp} – моменту тертя в шарнірі точка d . Тому що колодка разом з елементами своєї підвіски (на рис. 5 відображено як ed) знаходиться під дією зазначених силових факторів у рівновазі, тому згідно з цим, їхній головний вектор і головний момент дорівнюють нулю. Отже, система рівнянь квазістатичної рівноваги всіх елементів колодкового гальма відносно точки їх підвішування e запишеться у векторно-скалярній формі в такий спосіб:

$$F + G + P + T = 0; \quad (8)$$

$$F(ne) + Gh'_G - Ph_x = 0, \quad (9)$$

де h'_G і h_x – плечі дії моментів відповідних сил. Плече ne , для зручності запису, позначимо через a .

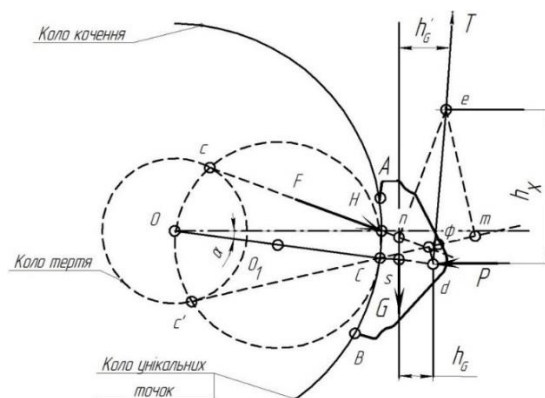


Рис. 5. Схема сил, що діють на колодку з підвищенням

Крім того, за умови рівноваги системи відносно точки d для моментів сил, що діють на саму колодку, як окремої ланки, маємо:

$$F(\phi d) + Gh_G \pm M_{тр} = 0, \quad (10)$$

де ϕd (надалі будемо позначати через b , теж для зручності) і h – два плеча для моменті; $M_{тр}$ – момент сил тертя, що у шарнірі точка d буде позитивним при розташуванні колодки поперед колеса й при його обертанні за годинниковою стрілкою і негативним – у зворотному напрямку.

Виключивши F з рівнянь (9) і (10) за відсутності контакту верхньої стертості на колодці, одержимо співвідношення:

$$\frac{(Gh_G \pm M_{тр})}{b} = \frac{(Ph_x - Gh'_G)}{a}. \quad (11)$$

$$F(\phi d) + Gh_G \pm M_{тр} = 0.$$

Останній вираз (11), після перетворень, зводиться до рівності:

$$\frac{Ph_x - Gh'_G}{Gh_G \pm M_{тр}} = \frac{a}{b} = q = const, \quad (12)$$

Позначивши співвідношення між чисельними параметрами, взятими з рис. 5, запишемо:

$$l_1/l_2 = a/b = q; \quad l_1 + l_2 = l, \quad (13)$$

де прийнято: $l = ed$ – довжина підвіски; $l_1 = e\phi$ – відстань від точки ϕ до точки e ;

$l_2 = \phi d$ – відстань від точки ϕ до шарніра в точці d (рис. 6).

З урахуванням (13) місце розташування точки ϕ визначиться із співвідношень:

$$l_1 = ql/(1+q); \quad l_2 = l/(1+q). \quad (14)$$

Тобто знайдено обидві точки c і ϕ , через які під час активного гальмування проходить лінія дії реакції F , тим самим знайдено і напрямок її дії. Маємо усе необхідне для замикання багатокутника сил ϕ і аналізу дії силових факторів, які обумовлюють реальний верхній знос гальмових колодок. Тому можна вважати, що завдання вирішено.

Визначення місця (точки) прикладання сили F до колодки і оцінювання впливу її розташування на характер зносу гальмових колодок

Визначення точки концентрованого (точкового) прикладання сили F до гальмової колодки для наочності теж здійснимо графічно. Це місце нескладно відшукати як точку H перетинання лінії дії сили F з дугою $\cup AB$ (див. рис. 5).

Представимо рівняння (8) у дещо іншому вигляді: $P + G + T = F$. Тоді неважко помітити, що головний вектор суми сил P, G, T (сила $-F$) також проходить через точку H . Ця точка певною мірою характеризує розподіл сил dF по поверхні колодки, а також визначає її знос. Тобто, від місця її розташування на контактній $\cup AB$ залежить характер зношування колодки. Тому точку H будемо називати центром зношування робочої поверхні колодки.

Строго кажучи, доволі симетричне (рівномірне за товщиною) зношування колодки зв'язують із випадком (рис. 6, а), коли точка H відстає від центра $\cup AB$ на відстані, яка характеризується деяким невеликим зсувом Δ , значення якого можна знайти згідно з [21]:

$$\Delta = h\varphi_k = \left(\frac{4R_0 \sin\alpha}{\sin 2\alpha + 2\alpha} - (D_0 / 2) \right) \varphi_k,$$

де h – відстань між точкою концентрованого прикладання сили тертя (точки C) і точкою H ; φ_k – коефіцієнт тертя між колесом і колодкою; 2α – кут охоплення колодкою колеса (в наших позначеннях g).

Враховуючи, що Δ порівняно мала величина (при $\varphi_k=0,2$ для гальмових колодок вантажних вагонів $\Delta \approx 2,4$ мм, тоді в подальших розрахунках нею можна знехтувати. Інакше кажучи, якщо точка H відхиляється від центра C на малу величину, тоді зношування колодки відносно лінії OC варто очікувати близьким до симетричного (рис. 6, а).

У загальному випадку (рис. 6, б) маємо що центр H_s зношування не збігається з центром C контактної $\cup AB$ колодки. У зв'язку з цим, реакція F у вигляді сили F_s , прикладеної в точці H_s додасть відносно точки C момент, який спричиняє утворення клина у верхній половині колодки (рис. 6, б):

$$M_s = F_s \delta_s. \quad (15)$$

При зміні напрямку обертання колеса відповідна дія реакція F при гальмуванні не змінюється. Щодо моменту M_n , то його чисельне значення теж обчислюється за формулою (15).

Домовимося M_v позначати одним штрихом (M'_v), якщо момент діє на колодку при прямому оберті колеса і двома штрихами (M''_v) – при зворотному.

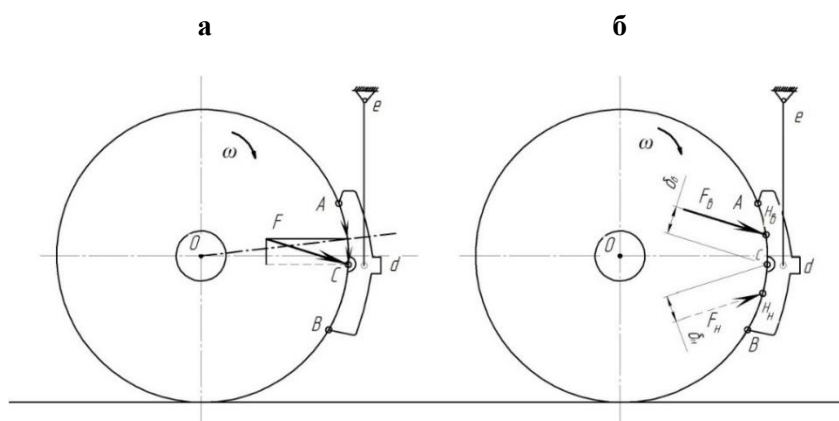


Рис. 6. Схема: а) збігу центра зношування з центром контактної дуги колодки; б) визначення надлишкового моменту при відхиленні центру зношування колодки від її центру

Вплив одностороннього зношування колодки на моменти M_B і M_H

Вище встановлено, що моменти M_B і M_H залежать від багатьох параметрів: від номінальних розмірів колодки; від одностороннього її зношування Δl ; від координат центра ваги колодки; від кута α нахилу осі підвіски; від величини й напрямку сили F при гальмуванні. Безумовно аналіз усіх факторів, що впливають на працездатність гальмових колодок дуже складний. Разом з цим, вплив багатьох з них на M_B і M_H невеликий. У даному дослідженні розглядається вплив на ці моменти головного з них – одностороннього зношування колодки Δl .

Як свідчить практика [14] зношування колодок у більшості відбувається з утворенням дуального клиноподібного зносу в верхній крайці колодки так, що розмір L_0 внизу колодки залишається практично без зміни, а величина Δl угорі колодки змінюється в межах від нуля до L_0 .

Згідно з технічними умовами обслуговування гальмівної системи вантажних вагонів (Інструкція ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 [18]), сили натиснення колодок на колеса не змінюються під час експлуатації незважаючи на пробіг вагонів. Однак, присутність дуального клиноподібного зносу колодок, вказує на небажаний вплив додаткового перерозподілу силових факторів під час гальмувань, про що було доведено в зв'язку з більшою інтенсивністю зносу верхнього кінця колодки.

На рис. 7 побудовано графік залежності дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів депо «Основа» залежно від пробігу за час експлуатації на магістральних коліях ПАТ «Укрзалізниця».

Із графіка (рис. 7) видно, що взаємно від пробігу вантажних вагонів товщини верхніх країв гальмових колодок зношуються в декілька разів інтенсивніше ніж нижні. Однак, якщо звернути увагу на результати вимірів товщини гальмових колодок по лінії розмежування, які наведені на графіку, то вони доводять те, що колодки зношуються нерівномірно та при цьому утворюється переломний профіль на робочій площі тертя колодки.

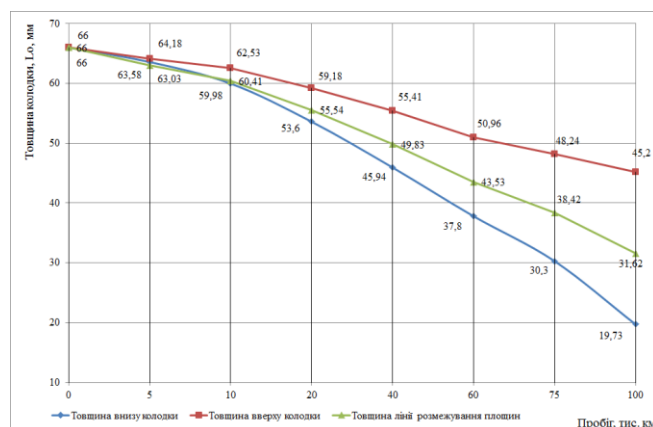


Рис. 7. Графік залежності усереднених вимірних значень товщин верху, по лінії розмежування та внизу гальмівних колодок вантажних вагонів залежно від пробігу на магістральних коліях ПАТ «Укрзалізниця»

Далі виконуємо дослідження та визначимо величину моменту M_0 , що буде діяти на колодку після зношування її на Δl . Тобто, визначаємо залежність виду $M_0 = f(\Delta l)$ для симетричної гальмової колодки візка вантажного вагона при $\Delta l = 0, L_0$, (L_0 – товщина нової колодки, рис. 8).

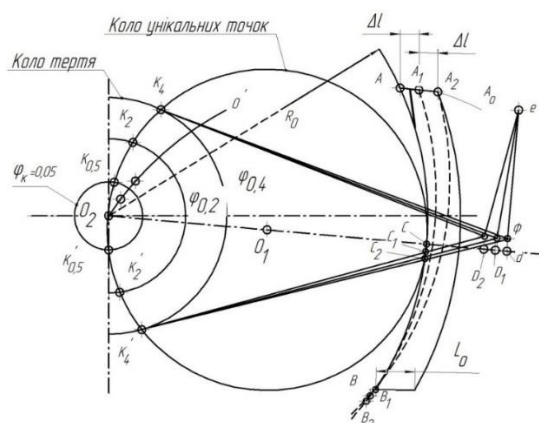


Рис. 8. Визначення центрів зношування колодки при двосторонньому русі

Через громіздкість формул, викладень і математичних перетворень при аналітичному описі цього завдання (із цих причин тут повною мірою не приводяться), а також для зручності осмислювання підходів до одержання практичних результатів її рішення всі обчислення на цьому початковому етапі досліджень доцільно проводити графічним способом. Причому, з метою зменшення супутніх графічних похибок відповідні геометричні побудови зазвичай виконують на спеціальному плазі, у збільшеному масштабі довжин, сил і моментів. Потім, отримані результати вже дійсних величин приводять до зручних для практики табличних, графічних форм або аналітичної форми запису, використовуючи комп'ютерні стандартні процедури сучасного регресійного аналізу.

Проілюструємо методику вирішення завдання про квазістатичну рівновагу сил і моментів, що діють при гальмуванні колеса колодковим гальмом, реалізовану геометрично (рис. 8):

1) по-перше формуються вихідні дані завдання, до яких відносяться такі параметри: радіус кола кочення – F_0 , товщина колодки – L_0 , коефіцієнти тертя між колесом і колодкою – φ_k , кут охоплення колодки – γ ; вихідна конфігурація розташування гальмової колодки: точки A, B, e, d ;

2) за формулою (4) обчислюється радіус кола тертя, що відповідає заданому коефіцієнту тертя;

3) потім геометрично (за побудовою) визначають унікальні точки ($K_{0,5}; K_2; K_4; K'_{0,5}; K'_2; K'_4$) як результат перетинання кіл тертя для вихідних коефіцієнтів тертя ($\varphi_{k1}=0,05; \varphi_{k2}=0,2$ і $\varphi_{k4}=0,4$) з колом унікальних точок, описаним з центром у точці O_1 радіусом $R_0 = 0,25D_0$;

4) далі, геометрично із точки A радіусом R_0 проводимо дугу O' і відзначаємо точки перетинання O'_1, O'_2 з колами радіуса R_0 , але проведених із центрів B'_1 і B'_2 , що розташовані на $\cup BB_0$, утвореної радіусом AB з центром у точці A . Точки O'_1 і O'_2 визначають положення центра колеса відносно зношеної колодки;

5) після чого із точки O проводяться дуги з радіусами O'_1D і O'_2D до перетинання із траєкторією переміщення шарніра D при його русі в період гальмування. У підсумку визначаємо проміжні положення, які займає шарнір D відносно центра точки O (на рис. 8 позначено точки D_1 і D_2), як наслідок зношування верхнього кінця колодки на величину Δl ;

6) в подальшому визначаємо відповідні точки A_1 і A_2 на колі кочення колеса при його перетинанні з дугами радіуса Ad , проведеними із центрів D_1, D_2 ;

7) визначивши положення точки A_1 і A_2 , знаходимо центри C_1 і C_2 на $\cup AB$ сектора гальмування односторонньо зношеної колодки. Для цього досить «засікти» точки на тому ж колі кочення колеса дугами, радіуси яких дорівнюють хордам, що стягують дуги $\cup AB_1$ і $\cup AB_2$, які проведені відповідно із центрів A_1 і A_2 ;

8) що стосується центрів H_v і H_n , зношування колодки при прямому й зворотному русі колеса знаходимо як точки їх перетинання $\cup AB$ з лініями $K_4\phi, K_4\phi_1, K_4\phi_2$, і $K'_4\phi, K'_4\phi_1, K'_4\phi_2$ (на рис. 7 точки H_v і H_n не наведено). При цьому координати точки ϕ для змінного розташування підвішування гальмівної колодки ED визначаються за формулою (11);

9) далі за формулою (15) знаходимо моменти M_v і M_n . Із багатокутника сил (рис. 9) знаходимо силу F для кожного значення Δl , а плечі δ_e і δ_n визначаємо безпосереднього їх вимірюванням з рис. 8, як довжини перпендикулярів, опущених із центрів C, C_1 і C_2 на лінії дії сили;

10) цикл повторюється для наступного значення коефіцієнта тертя згідно з вихідними даними до останнього з наявних φ_k ;

11) насамкінець отримуємо графоаналітичні вирішення завдання у вигляді залежностей для моментів M_e і M_n при прямому і зворотному ході колеса, а також для різних коефіцієнтах тертя φ_k за умови дуального клиноподібного зносу у верхній частині колодки.

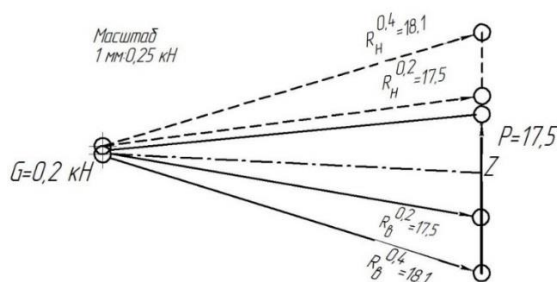


Рис. 9. Багатокутник сил, які діють на гальмову колодку

До викладеної нами методики розроблено алгоритм програми на ЕОМ для аналітичного вирішення подібних задач (рис. 10). Відповідні розрахунки у вигляді контрольних завдань було обчислено для незношених і зношених колодок за початкової товщини $2/3L_0$ і $1/3L_0$ (рис. 11).

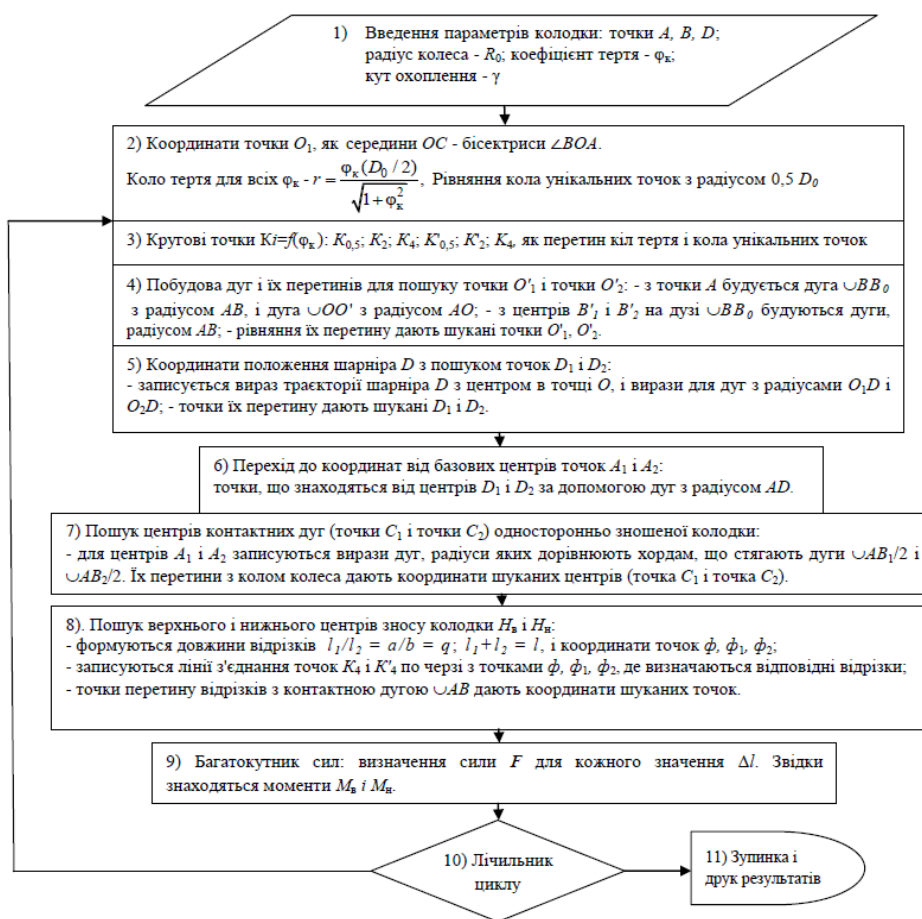


Рис. 10. Блок-схема програми аналітичного вирішення завдання визначення моментів M_n і M_n при прямому й зворотному русі коліс вагона

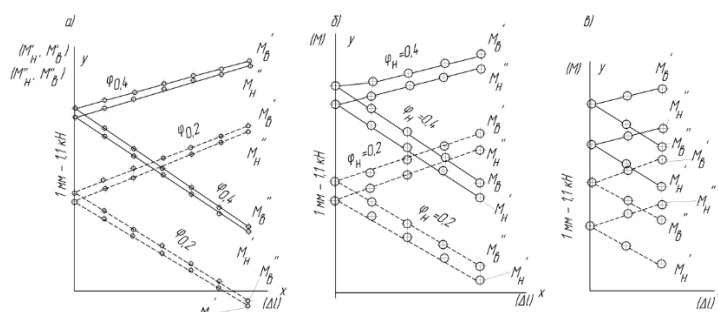


Рис. 11. Залежність моментів M_b і M_n для симетричної колодки від Δl : а) при $L = L_0$; б) при $L = 2/3L_0$; в) при $L = 1/3L_0$

Звідки можна побачити, що під час руху у робочих напрямках («вперед» і «назад») відбувається дуальний клиноподібний знос колодок, з параметрами що знайшли підтвердження в експлуатаційних умовах. При чому, величини моментів M_b і M_n , отже й знос колодок при прямому й зворотному ході колеса, виявляться однаковими. Таким чином утворення дуального клиноподібного зносу при гальмуванні в остаточному підсумку обумовлено надлишковим моментом сил, що визначається за формулою $\Delta M = M_b - M_n$

Висновки та пропозиції. На підставі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Для виділення особливого характеру двоплощинного переломного профілю зносу гальмових колодок, що має місце у великій кількості гальм сучасних вантажних вагонів, вперше введено поняття дуального фрикційного зносу гальмових колодок (за формулю схематично наведеною на рис. 2).

2. Викладено новий науковий підхід і метод дослідження проблеми, пов'язаної з дуальним фрикційним клиноподібним зносом гальмових колодок через наявність крайкової верхньої стертості, яка утворюється під час руху поїзда від недосконалість гальмівної системи. Досліджуються причини нерівномірного зносу гальмових колодок, які призводять до нахилу гальмових колодок і впирання верхньою крайкою у рухомий об'єкт гальмування (колесо).

3. Геометричний аналіз системи маятникового підвішування гальмової колодки і її взаємодії з колесом дозволив встановити, що унікальна точка K є точкою перетинання кола тертя, радіус якого відповідно до (4) дорівнює: $r = (\varphi_k (D_0 / 2)) / \sqrt{1 + \varphi_k^2}$, для будь-якого кола унікальних точок, взятих на OC , як на діаметрі (див. рис. 4). Положення точки ϕ на осі підвіски визначається за формулою (13), наприклад: $l_1 = ql / (1 + q)$, де величина q повинна розраховуватися за формулою (12), що дасть можливість визначити математичні значення для плеч моментів сил під час гальмувань на верхній частині колодки M_b і нижній M_n .

4. Кут охоплення g гальмової колодки зменшується за її дуальністю, що призводить до збільшення питомих тисків у верхній частині та зменшення тисків у нижній, через що збільшується нерівномірність зносу нижньої частини колодки, яка здійснює гальмування.

5. На підставі виконаного кінетостатичного аналізу встановлено, що лінія дії реактивної сили F колодки на колесо під час гальмування завжди проходить через унікальну точку K і через точку ϕ шарнірного з'єднання колодки і її підвіски. Координати точки K залежать від величини коефіцієнта тертя φ_k і від положення бісектриси OC

кута охоплення колеса колодкою g , а координати точки ϕ – від трикутника сил, що діють на колодку та збільшують інтенсивність зносу колодки на нижній частині.

6. При двосторонньому русі колеса, коли мають місце однакові режими гальмування в прямому й зворотному напрямках, збільшується дуальний нерівномірний знос колодки під час руху при прямому й зворотному русі коліс вагона.

7. У цілому використаний геометричний та кінетостатичний апарат аналітичних досліджень дозволив вперше визначити параметри нерівномірного дуального зносу гальмових колодок із використанням розробленого алгоритму програми на ЕОМ і розрахувати величини моментів сил на верхній частині колодки $M_в$ і нижній $M_н$ та їх надлишкові величини ΔM , за дією яких утворюється та інтенсивно зростає дуальний знос гальмових колодок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Асадченко В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст] : учеб. пособие / В. Р. Асадченко. – М. : Маршрут, 2006. – 392 с.
2. Коптовец А. Н. Оценка технического уровня подвижного состава шахтного рельсового транспорта по эффективности торможения [Текст] / А. Н. Коптовец // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. НГУ. – Дніпропетровськ. – 2010. – Вип. 84. – С. 175 – 188.
3. Мороз В. І. Визначення перспективних напрямків удосконалення конструкції напіввагонів виробництва ДП «Укрспецвагон» // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ. – 2008. – С. 72 – 81.
4. Мороз, В. І. «Математичний запис задачі оптимізаційного проектування напіввагонів за критерієм мінімальної матеріалоемності. // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – С. 121 – 131.
5. Тулузин С. В. Оценка работоспособности тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона на различных стадиях износа колодок и колес [Текст] / С. В. Тулузин, Д. В. Горский. // Вестник ВНИИЖТ. – 2/2015. – С. 38-44.
6. Аналіз стану безпеки руху поїздів на залізницях України за 2013 рік [Текст] / Головне управління вагонного господарства. – Київ, 2013. – 24 с.
7. Нечволода С. І. Проблеми нерівномірного зносу гальмових колодок у вантажних вагонах [Текст] / С. І. Нечволода, М. О. Романюха, К. С. Нечволода // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 86. – С. 50 – 56.
8. Нечволода С. І. Неузгодженість силових факторів із триботехнічними процесами – причина клиновидного зносу гальмових колодок / С. І. Нечволода, І. Е. Мартинов // Вагонный парк. – 2013. – №10(79). – С. 14 – 17.
9. Vakkalagadda M. R. K. Estimation of railway wheel running temperatures using a hybrid approach [Text] / M.R.K. Vakkalagadda, K.P. Vineesh, V. Kacherla // Wear. 2015. – Vol. 328, – P. 537 – 551.
10. Блохин Е. П. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко и др. // Вагонный парк. – 2012. – №9 (66). – С. 12-14.
11. Радзиховский А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А. А. Радзиховский, И. А. Омеляненко, Л. А. Тимошина // Вагонный парк. – 2008. – №8. – С. 10 – 16.
12. Мартынов И. Э. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов [Текст] / И. Э. Мартынов, К. С. Нечволода // Вагонный парк. – 2010. – №4. – С. 36-39.
13. Щепетильников В. А. К вопросу о неравномерном износе колодок. Вопросы эксплуатации и ремонта подвижного состава / В. А. Щепетильников // Сб. науч. тр. Тр. Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – Вып. 82/3. – С. 366 – 381.
14. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів : Звіт про НДР (заключ.): Укр. держ. акад. залізнич. трансп.; кер. Мартинов І. Е.; викон.: Равлюк В. Г. [та ін.] – Х., 2012. – 53 с. – Бібліогр.: с. 44. – № ДР 0111U008972.

15. *Vakkalagadda M.R.K.* Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways [Text] / M.R.K. Vakkalagadda, D. K. Srivastava, A. Mishra, V. Racherla // Original Research Article. 2015. – Vol. 328-329, – P. 64 – 76.
16. *Vernersson T.* Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels : Part 1: brake rig experiments [Text] / T. Vernersson // Wear. 1999. – Vol. 236, -P. 96-105.
17. *Vineesh K. P.* Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes [Text] / K. P. Vineesh, M. R. K. Vakkalagadda, A. K. Tripathi, A. Mishra, V. Racherla // Engineering Failure Analysis 2016. –Vol. 59, -P. 493-508.
18. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст] : ЦТ – ЦВ – ЦЛІ – 0015. – Затв. нак. Укрзалізниці № 264–Ц 28.10.1997. – Вид. офіц. – К. : 2004. – 146 с.
19. *Казаринов В. М.* Теоретические основы проектирования и эксплуатации тормозов [Текст] : учебник / В. М. Казаринов, В. Г. Инозমেцев, В. Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1968 – 400 с.
20. *Карвацкий Б. Л.* Общая теория автотормозов [Текст] : учебник / Б. Л. Карвацкий. – М. : Трансжелдориздат, 1947. – 300 с.
21. *Лоренц Ф. В.* Лабораторные исследования изношенных тормозных колодок [Текст] / Ф. В. Лоренц // Сб. трудов МЭМИИТ. –М.: 1949. – С. 72-77.

REFERENCES

1. *Asadchenko V. R.* Avtomaticheskiye tormoza podvyzhnoho sostava [Tekst] : ucheb. posobyе / V. R. Asadchenko. – М. : Marshrut, 2006. – 392 s.
2. *Koptovets A. N.* Otsenka tekhnicheskoho urovnya podvyzhnoho sostava shakhtnoho rel'sovoho transporta po efektyvnosti tormozheniya [Tekst] / A. N. Koptovets // Hirnycha elektromekhanika ta avtomatyka: nauk.-tekh. zb. / NHU. – Dnipropetrovs'k, 2010. – Vyp. 84. – S. 175 – 188.
3. *Moroz V. I.* (2008). Vyznachennia perspektyvnykh napriamkiv udoskonalennia konstruksii napivvohoniv vyrobnytstva DP «Ukrspetsvagon»[Determination of the promising direction for improvement of the open car design of SE» Ukrspetsvagon]. //Zbirnyk naukovykh prats Ukrainkoi Derzhavnoi Akademii Zaliznychnoho Transportu, 72-81.
4. *Moroz V.I.* (2009) Matematychnyy zapys zadachi optymizatsiynoho proektuvannya piv-vahoniv za kryteriyem minimal'noyi materia-loyemnosti [Mathematical notation of problem of optimizing design of open goods wagons by criterion of the minimum material capac-ity]. //Zbirnyk naukovykh prats'[Collection of scientific papers]. Kharkiv. Ukrainian State University of Railway Transport. No 111, pp. 121-131.
5. *Tuluzyn S. V.* Otsenka rabotosposobnosti tormoznoy rychazhnoy peredachy telezhky hruzovoho vahona na razlychnykh stadyakh yznosa kolodok y koles [Tekst] / S. V. Tuluzyn, D. V. Horskiy. //Vestnyk VNYZZhT 2/2015. – S. 38-44.
6. Analiz stanu bezpeky rukhu poyizdiv na zaliznytsyakh Ukrayiny za 2013 rik [Tekst] / Holovne upravlinnya vahonnoho hospodarstva. – Kyiv, 2013. – 24 s.
7. *Nechvoloda S. I.* Problemy nerivnomirnogo znosu hal'mivnykh kolodok u vantazhnykh vahonakh [Tekst] / S. I. Nechvoloda, M. O. Romanyukha, K. S. Nechvoloda // Zb. nauk. prats'. – Kharkiv: UkrDAZT, 2007. – Vyp. 86. – S. 50-56.
8. *Nechvoloda S. I.* Neuzhodzhenist' sylovykh faktoriv iz tribotekhnichnyimi protsesami – prychna klynovydnoho znosu hal'mivnykh kolodok / S. I. Nechvoloda, I. E. Martynov // Vahonnyy park, 2013. – №10(79). – S. 14-17.
9. *Vakkalagadda M. R. K.* Estimation of railway wheel running temperatures using a hybrid approach [Text] / M.R.K. Vakkalagadda. K.P. Vineesh. V. Kacherla // Wear. 2015. – Vol. 328, -P. 537-551.
10. *Blokhyn E. P.* Telezhky ZK1 poluvahonov, postroennykh v KNR / E. P. Blokhyn, K. T. Alpysbaev, V. Ya. Panasenko y dr. // Vahonnyy park. – 2012. – №9 (66). – S. 12-14.
11. *Radzykhovskyy A. A.* Systemnyi podkhod k proektyrovanyyu telezhkek dlya hruzovykh vahonov s povyshennymy osevyimi nahruzkamy / A. A. Radzykhovskyy, Y. A. Omel'yanenko, L. A. Tymoshyna // Vahonnyy park. – 2008. – №8. – S. 10-16.
12. *Martynov Y. E.* O sposobe polnoy lykvydatsyy klynovydnoho yznosa tormoznykh kolodok hruzovykh vahonov [Tekst] / Y. E. Martynov, K. S. Nechvoloda // Vahonnyy park. – 2010. – №4. – S. 36-39.
13. *Shchepetyl'nykov V. A.* K voprosu o neravnomernom yznose kolodok. Voprosy ekspluatatsyy y remonta podvyzhnoho sostava / V. A. Shchepetyl'nykov // Sb. nauch. tr. / Tr. Mosk. yn-ta ynzh. zh.-d. tras. – M.: Transzheldoryzdat, 1955. – Vyp. 82/3. – S. 366-381.
14. Rozrobka konstruktors'ko-tekhnolohichnoyi dokumentatsiyi na provedennya modernizatsiyi hal'mivnykh vazhil'nykh peredach vizkiv vantazhnykh vahoniv : Zvit pro NDR (zaklyuch.) : Ukr. derzh. akad. zaliznych. transp. ; ker. Martynov I. E. ; vykon.: Ravlyuk V. H. [ta in.] – Kh., 2012. – 53 s. – Bibliohr.: s. 44. – № DR 0111U008972.

15. Vakkalagadda M. R. K. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways [Text] / M. R. K. Vakkalagadda, D. K. Srivastava, A. Mishra, V. Racherla // Original Research Article. 2015. -Vol. 328-329, – P. 64-76.
16. Vernersson T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels : Part 1: brake rig experiments [Text] / T. Vernersson // Wear, 1999. – Vol. 236, – P. 96-105.
17. Vineesh K. P. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes [Text] / K. P. Vineesh, M. R. K. Vakkalagadda, A. K. Tripathi, A. Mishra, V. Racherla // Engineering Failure Analysis 2016. –Vol. 59. – P. 493-508.
18. Instruksiya z ekspluatatsiyi hal'm rukhomoho skladu na zaliznytsyakh Ukrayiny [Tekst] : TsT – TsV – TsL – 0015. – Zatv. nak. Ukrzaliznytsi №264 – Ts 28.10.1997. – Vyd. ofits. – K. : 2004. – 146 s.
19. Kazarynov V. M. Teoretycheskiye osnovy proektyrovaniya y ekspluatatsyy tormozov [Tekst] : uchebnyk / V. M. Kazarynov, V. H. Ynozmetsev, V. F. Yasentsev. – M.: Transport, 1968 – 400 s.
20. Karvatskiy B. L. Obshchaya teoriya avtotormozov [Tekst] : uchebnyk / B. L. Karvatskiy. – M.: TRANZHELDORYZDAT, 1947. – 300 s.
21. Lorents F. V. Laboratornye yssledovaniya yznoshennykh tormoznykh kolodok [Tekst] / F. V. Lorents // Sb. trudov MEMYYT. –M.: 1949. – S. 72-77.

Васи́лий Ра́влюк, к.т.н.

(доцент кафедры вагонов, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

ОЦЕНКА ФАКТОРОВ ОБРАЗОВАНИЯ ДУАЛЬНОГО ФРИКЦИОННОГО ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

В работе впервые установлено физическое понятие, даны определения, формализовано и начато исследование дуального клиновидного фрикционного износа тормозных колодок. Изложен новый научный подход и метод исследования проблемы, связанной с дуальным фрикционным клиновидным износом тормозных колодок изза наличия кромочной верхней стёртости, которая образуется во время движения поезда от несовершенства тормозной системы. Исследуются причины неравномерного износа тормозных колодок, которые приводят к наклону тормозных колодок и касания верхней кромкой в движущийся объект торможения (колесо). Приведены результаты геометрических и кинестатических исследований при взаимодействии пары колодка-колесо, выполненных с целью установления причин и последствий ускоренного дуального переломного клиновидного износа тормозных колодок на маятниковой подвеске в тележках грузовых вагонов с учетом торможения колес в одностороннем и двустороннем движении. Предложен новый принцип совершенствования фрикционного способа торможения, который позволяет использовать обратные связи по текущим координатам элементов тормозного механизма и прогнозировать износ колодок в зависимости от пробега вагонов в эксплуатационных условиях. Доказано, что угол охвата g тормозной колодки уменьшается при её дуальности, что приводит к увеличению удельных давлений в верхней и уменьшению в нижней части колодки, от этого увеличиваются эксплуатационные расходы при грузовых перевозках на железных дорогах.

Ключевые слова: *грузовой вагон, тормозная колодка, эксплуатация, дуальный износ, колесо, угол, трения.*

*V. Ravlyuk, Candidate of technical sciences
(associate professor department wagons, The Ukrainian State
University of Railway Transport)*

**EVALUATION OF FACTORS OF DEVELOPMENT DUAL FRICTION WEAR
OF BRAKE PADS**

In the work the physical concept was first established, definitions was given, formalized and the study of the dual wedge-shaped frictional wear of brake blocks was started. A new scientific approach and a method of research of a problem, which is connected with dual frictional wedge-shaped wear of brake pads, is revealed due to the presence of an edge top shear erosion . This is formed during the train movement from imperfection of the braking system. The causes of uneven wear of brake pads, which lead to the slope of the brake pads and the pressure of the upper slack in the moving object of braking (wheel) are investigated.

The results of geometrical and kinetostatic studies with the joint operation of the brake pad and the wheel are presented. The causes and consequences of the accelerated the dual wedge-shaped wear of the brake pads on the pendulum suspension in the carriages of freight cars were established. The braking of wheels in one-way and two-way motion was taken into account. A new principle for improving the frictional braking method is proposed. This principle allows to predict the wear of pads, depending on the run of cars in operating conditions.

It is proved that the angle of coverage α of the brake pad is reduced by the duality of the pad. This leads to an increase in the specific pressure in the upper part and lower pressure in the lower part of the pads, which increases the operating costs of freight transport on the rail.

Keywords: freight wagon, brake pad, operation, dual wear, wheel, angle, friction.

Стаття надійшла до редакції 13.11.2017 р.

УДК 629.45.001.41:006.063

А. О. Сулим, к.т.н.

(старший науковий співробітник ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ДП «УкрНДІВ»), м. Кременчук)

С. О. Столетов

(науковий співробітник ДП «УкрНДІВ»), м. Кременчук)

О. В. Фомін, д.т.н, доцент

(професор кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний університет інфраструктури та технологій, м. Київ)

М. В. Крамаренко

(технічний директор ПАТ «КВБЗ»), м. Кременчук)

Д. В. Локтіонов

(головний конструктор пасажирських вагонів локомотивної тяги ПАТ «КВБЗ»), м. Кременчук)

С. О. Скороход (завідувач групи ДП «УкрНДІВ»), м. Кременчук)

С. В. Мурчков (інженер I категорії ДП «УкрНДІВ»), м. Кременчук)

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВПЛИВУ НА КОЛІЮ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА 61-779 НА ВІЗКАХ МОДЕЛЕЙ 68-7115, 68-7115 ВИКОНАННЯ 01

У статті обґрунтовано, що одним з важливих та об'ємних видів випробувань при впровадженні новоствореного рухомого складу є дослідження його впливу на інфраструктуру залізничного транспорту (колію та стрілочні переводи). Проаналізовано існуючі дослідження за останній період з впливу новоствореного рухомого складу на залізничну колію. За результатами аналізу встановлено, що питання дослідження взаємодії новоствореного рухомого складу з існуючою залізничною колією залишається важливим і актуальним. Мета роботи – отримання результатів експериментальних досліджень з впливу на колію та стрілочний перевод пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01 під час різних швидкостей руху. Приведено результати експериментальних досліджень з впливу на колію зазначеного рухомого складу у прямій, кривих радіусів 419, 906, 1530 м, а також у межах стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11. За результатами аналізу досліджень встановлено, що зазначений пасажирський вагон відповідає діючим нормативним вимогам з впливу рухомого складу на колію.

Ключові слова: вплив на колію, пасажирський вагон, дослідний рухомий склад, стрілочний перевод.

© Сулим А. О., Столетов С. О., Фомін О. В., Крамаренко М. В.,
Локтіонов Д. В., Скороход С. О., Мурчков С. В., 2018

Постановка проблеми. Залізнична колія є найбільш капіталоємною ланкою системи, що забезпечує безпечні умови перевезень, і тому для неї в першу чергу необхідно визначати оптимальні умови експлуатації, у тому числі найбільші допустимі та раціональні швидкості руху поїздів. Під раціональними швидкостями руху розуміють такі найбільші швидкості руху, які при заданих термінах служби елементів колії, заданих витратах на її експлуатацію, заданій системі експлуатації колії повністю забезпечують за міцністю її елементів безпечне прямування поїздів [1].

Отже дослідження, направлені на визначення оптимальних умов експлуатації інфраструктури залізничного транспорту, є досить важливими. Важливість проведення досліджень, в першу чергу, диктується безпечними умовами перевезень, в другу – забезпеченням мінімальних витрат під час експлуатації інфраструктури залізничного транспорту. Одним з важливих етапів проведення зазначених досліджень є комплексні випробування з впливу рухомого складу на колію, які включають оцінку динамічних якостей рухомого складу, його вплив на залізничну колію та стрілочні переводи, результати яких використовуються для встановлення допустимих швидкостей руху та умов обертання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Випробування з впливу на колію виконуються, насамперед, для новоствореного рухомого складу з метою перевірки критерію неперевикнення допустимих умов взаємодії. Дані випробування виконують в прямій, пологій та крутій кривих та на стрілочних переводах з вимірюванням динамічних і силових процесів [1–4].

Аналіз досліджень [1–3, 5–16] з впливу рухомого складу на колію за останній період свідчить, що основна їх частина направлена на визначення впливу на колію вантажних вагонів з підвищеним осьовим навантаженням та швидкісного пасажирського рухомого складу (пасажирських вагонів, швидкісних електропоїздів і локомотивів). Слід зазначити, що випробування з впливу рухомого складу на колію є об'ємними, потребують фінансових ресурсів і передбачають визначення показників як за результатами отриманих експериментальних даних, так і експериментально-розрахунковим методом.

За результатами аналізу існуючих досліджень [1–3, 5–16] також встановлено, що останнім часом відбуваються суттєві зміни в конструкції верхньої будови колії та новоствореного рухомого складу. Дослідженнями в цьому напрямі займається значна кількість вітчизняних та зарубіжних вчених. Слід окремо виділити дослідження науковців Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (Рибкіна В.В., Уманова М.І., Татуревича А.П., Циганенка В.В., Савлука В.Є., Кургана М.Б., Кургана Д.М., Арбузова М.А., Патласова О.М., Бондаренка О.І.), Державного економіко-технологічного університету транспорту (Даніленка Е.І., Йосифовича Р.М., Карпова М.І., Молчанова В.М., Велінця В.П.), Всеросійського науково-дослідного інституту залізничного транспорту (Веріго М.Ф., Ромена Ю.С., Тихова М.С., Заверталюка А.В., Когана О.Я.). Отже питання дослідження взаємодії нового рухомого складу з інфраструктурою залізничного транспорту (залізничною колією та стрілочними переводами) залишається важливим і актуальним. Отримання позитивних результатів досліджень з впливу новоствореного рухомого складу на колію є одним з важливих етапів постановки його на виробництво.

Таким чином, дана стаття присвячена актуальному питанню щодо дослідження впливу дослідного рухомого складу на залізничну колію. Дослідний рухомий склад – пасажирський вагон 61-779 з новими візками моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01, які виготовлені згідно з вимогами [17]. Метою впровадження нових візків є поліпшення умов перевезення пасажирів та розширення номенклатури візків для пасажирських вагонів. Візки призначені для використання як ходової частини для пасажирських вагонів моделей 61-779, 61-788 та їх модифікацій, а також при виконанні капітально-відновлювального ремонту і модернізації існуючого парку вагонів з конструкційною швидкістю до 160 км/год включно.

Мета статті – отримання за результатами експериментальних досліджень параметрів впливу пасажирського вагона 61-779 з візками моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01 на інфраструктуру залізничного транспорту під час різних швидкостей руху.

Виклад основного матеріалу досліджень. Випробування проводились на коліях типових конструкцій залізничниць України відповідно до вимог ДСТУ 7571 [4]. Випробування виконувались на п'яти дослідних ділянках.

Дослідна ділянка № 1: крива радіусом 906 м, безстикова колія, рейки Р65, залізобетонні шпали (1840 шт/км) на щебеневому баласті при товщині баласту під шпалою 26...30 см.

Дослідна ділянка № 2: крива радіусом 419 м з такою ж конструкцією колії, як і на першій ділянці, але епюра шпал 2000 шт/км і товщина баласту під шпалою 30...35 см.

Дослідна ділянка № 3: крива радіусом 1530 м з такою ж конструкцією колії, як і на першій ділянці.

Дослідна ділянка № 4: пряма з такою ж конструкцією колії, як і на першій ділянці.

Дослідна ділянка № 5: стрілочний перевод типу Р65 марки 1/11, підрейкова основа – залізобетонні бруси; баласт щебеневий, товщина баласту 30...35 см.

Стан колії та стрілочних переводів на зазначених ділянках оцінювався на «відмінно». Дослідний зчеп формувався з двох електровозів ЧС-7, вагона-лабораторії та дослідного пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01. При випробуваннях на прямій ділянці колії зі швидкостями понад 140 км/год дослідний зчеп складався з двох електровозів ЧС7 та дослідного пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01.

Поїздки здійснювались зі швидкостями:

- на кривій радіусом 419 м – 30, 45, 60, 80 км/год;
- на кривих радіусом 906, 1530 м – 30, 45, 60, 75, 90, 100 км/год;
- на прямій ділянці – 30, 60, 90, 110, 120, 140, 160 км/год;
- на стрілочному переводі – 20, 30, 40 км/год за боковим напрямком; 30, 60, 90 км/год – за прямим напрямком.

Випробування на ділянках починалось з найменшої швидкості. Рішення про необхідність виконання поїздок з великими швидкостями і до допустимих включно приймалось тільки після експрес-аналізу результатів вимірювань.

Схеми розміщення приладів в прямій, кривих та стрілочному переводі, зображено на рис. 1–2. Для реєстрації показників взаємодії колії та рухомого складу використовувались тензометричні датчики з базою 20 мм. Реєстрацію та запис процесів виконано за допомогою вимірювальної системи, до складу якої входять: персональний комп'ютер, аналого-цифровий перетворювач, підсилювач сигналів та вимірювальні

тензометричні датчики. Обробка даних на персональному комп'ютері здійснювалась за допомогою атестованої комп'ютерної програми «Impact Raw Data».

У процесі виконання експериментальних досліджень напружено-деформованого стану колії та стрілочного переводу безпосередньо вимірювались:

- напруження в кромках підшви рейок;
- динамічні вертикальні навантаження від коліс на рейки;
- напруження розтягнення у передньому вильоті рамних рейок і перевідних кривих стрілочних переводів;
- напруження розтягнення в зовнішніх кромках підшви вістряків та осердя хрестовини з рухомими елементами;
- напруження в головці контррейки стрілочного переводу;
- напруження в підшві хвостової частини хрестовини.

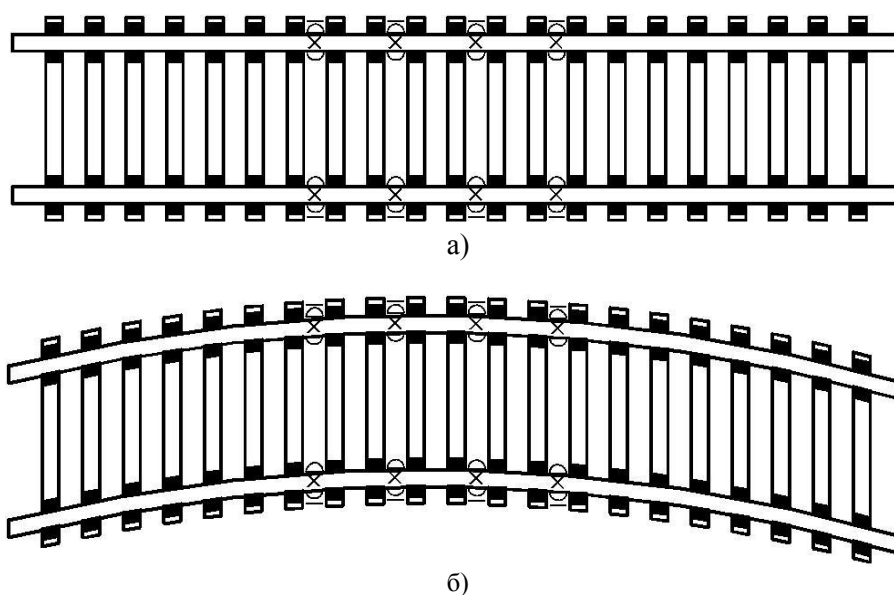


Рис. 1. Схема розміщення приладів на прямій а) та кривій б) ділянках залізничної колії

Умовні позначення:

- X – прилади для вимірювань вертикальних сил;
- – прилади для вимірювань напружень у зовнішній грані головки рейки;
- ⤿ – прилади для вимірювань напружень у кромці підшви рейки

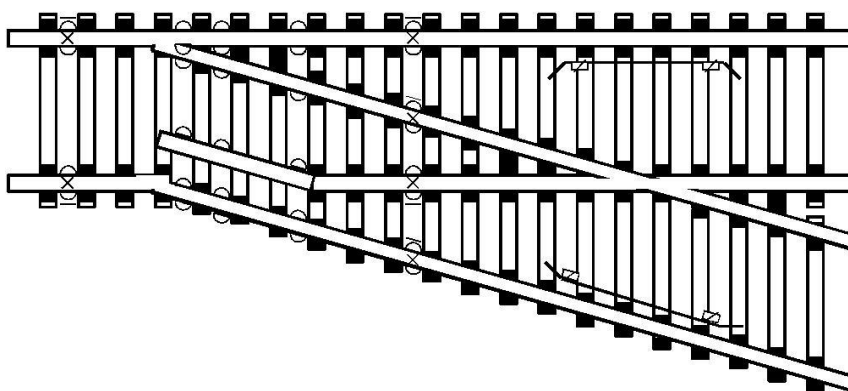




Рис. 2. Схема розміщення приладів на стрілочному переводі типу Р65 марки 1/11

Умовні позначення:

- X – прилади для вимірювань вертикальних сил;
- – прилади для вимірювань напружень у зовнішній грані головки рейки;
-  – прилади для вимірювань напружень у кромці підшви рейки;
-  – прилади для вимірювань напружень у головці контррейки

За результатами експериментальних досліджень розраховувались такі показники:

- бічні сили від колеса на рейки;
- напруження в шпалах під підкладками;
- напруження в баласті під шпалою;
- напруження на основній площадці земляного полотна;
- коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки;
- коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки;
- динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка.

За результатами статистичної обробки для кожної вибірки визначались за стандартною методикою: експериментальне середнє значення, середньоквадратичне відхилення, максимальне зареєстроване значення та максимальне ймовірне значення показників, отриманих під час випробувань з довірчою ймовірністю 0,994.

Результати експериментальних досліджень з впливу на колію пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01, наведено в табл. 1. Слід зазначити, що як фактичні приведено максимально ймовірні значення показників впливу на колію (табл. 1), отримані з довірчою ймовірністю 0,994.

За результатами аналізу отриманих даних експериментальних досліджень з впливу дослідного рухомого складу на колію встановлено наступне:

- кромочні напруження підшви рейок в прямій, кривих і стрілочному переводі не перевищують допустимого значення 240 Мпа;
- найбільші величини кромочних напружень в рейках спостерігались під час руху в кривій 419 м та в межах стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11 (по боковому напрямку);

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

Таблиця 1. Результати експериментальних досліджень з впливу на колію та стрілочний перевод марки 1/11

№ п/п	Контрольований параметр	Одиниця вимірювань	Значення		Діапазон швидкостей, км/год	Висновки
			допусти ме	фактичне		
1	2	3	4	5	6	7
Ділянка № 1 – крива R=906 м						
1	Напруження в кромках підшви рейок	МПа	≤ 240	84	30...100	задов.
2	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,0	30...100	задов.
3	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,17	30...100	задов.
4	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,072	30...100	задов.
5	Бічні сили від колеса на рейку	кН	≤ 120	29	30...100	задов.
6	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,24	30...100	задов.
7	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,14	30...100	задов.
8	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	86	30...100	задов.
9	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	128	30...100	задов.
Ділянка № 2 – крива R=419 м						
1	Напруження в кромках підшви рейок	МПа	≤ 240	124	30...80	задов.
2	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,23	30...80	задов.
3	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,21	30...80	задов.
4	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,078	30...80	задов.
5	Бічні сили	кН	≤ 120	73,0	30...80	задов.
6	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,7	30...80	задов.
7	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,12	30...80	задов.
8	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	84	30...80	задов.
9	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	153	30...80	задов.
Ділянка № 3 – крива R=1530 м						
1	Напруження в кромках підшви рейок	МПа	≤ 240	84	30...100	задов.
2	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,00	30...100	задов.
3	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,17	30...100	задов.

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7
4	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,066	30...100	задов.
5	Бічні сили	кН	≤ 120	39	30...100	задов.
6	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,3	30...100	задов.
7	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,17	30...100	задов.
8	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	85	30...100	задов.
9	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	139	30...100	задов.
Ділянка № 4 – пряма						
1	Напруження в кромках підшви рейок	МПа	≤ 240	68	30...160	задов.
2	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,1	30...160	задов.
3	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,18	30...160	задов.
4	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,079	30...160	задов.
5	Бічні сили	кН	≤ 120	35	30...160	задов.
6	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,23	30...160	задов.
7	Коефіцієнт запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,12	30...160	задов.
8	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	86	30...160	задов.
9	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	168	30...160	задов.
Ділянка № 5 – стрілочний перевод типу Р65 марки 1/11 (по боковому напрямку)						
1	Напруження в кромках підшви рейок, у передньому вильоті рамних рейок і перевідних кривих стрілочних переводів	МПа	≤ 240	126	20...40	задов.
2	Напруження в підшві хвостової частини хрестовини із литим осердям	МПа	≤ 110	52	20...40	задов.
3	Напруження в головці контррейки стрілочного переводу	МПа	≤ 330	62	20...40	задов.
4	Напруження розтягнення у зовнішніх кромках підшов вістряків та осердя хрестовини з рухомим елементами	МПа	≤ 275	78	20...40	задов.
5	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,24	20...40	задов.
6	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,21	20...40	задов.

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

Закінчення таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7
7	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,078	20...40	задов.
8	Бічні сили	кН	120	79	20...40	задов.
9	Коефіцієнт запасу стійкості рейкошпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,61	20...40	задов.
10	Коефіцієнт запасу стійкості рейкошпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,14	20...40	задов.
11	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	84	20...40	задов.
12	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	136	20...40	задов.
Ділянка № 5 – стрілочний перевод типу Р65 марки 1/11 (по прямому напрямку)						
1	Напруження в кромках підшви рейок, у передньому вильоті рамних рейок і перевідних кривих стрілочних переводів	МПа	≤ 240	66	20...90	задов.
2	Напруження в підшві хвостової частини хрестовини із литим осердям	МПа	≤ 110	36	20...90	задов.
3	Напруження в головці контррейки стрілочного переводу	МПа	≤ 330	43	20...90	задов.
4	Напруження розтягнення у зовнішніх кромках підшов вістряків та осердя хрестовини з рухомим елементами	МПа	≤ 275	89	20...90	задов.
5	Напруження в шпалах під підкладками	МПа	≤ 4,0	1,11	20...90	задов.
6	Напруження в баласті під шпалою	МПа	≤ 0,5	0,19	20...90	задов.
7	Напруження на основній площадці земляного полотна	МПа	≤ 0,08	0,07	20...90	задов.
8	Бічні сили	кН	120	40	20...90	задов.
9	Коефіцієнт запасу стійкості рейкошпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають навантаженням, що передається на рейки	-	1,4	0,37	20...90	задов.
10	Коефіцієнт запасу стійкості рейкошпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, який визначають за рамними силами	-	0,4	0,14	20...90	задов.
11	Динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка	кН/м	168	84	20...90	задов.
12	Динамічне вертикальне навантаження від колеса на рейку	кН	210	116	20...90	задов.

– перевищень допустимих напружень в передньому вильоті рамних рейок і перевідних кривих стрілочних переводів, розтягнення в зовнішніх кромках підошов вістряків, в головці контррейки стрілочного переводу, в підошві хвостової частини хрестовини, в шпалах під підкладками, в баласті під шпалою не зафіксовано;

– бокові сили на прямій ділянці колії, в кривих та стрілочному переводі типу Р65 марки 1/11 не перевищують допустимої величини 120 кН;

– найбільші значення вертикальних навантажень на рейки зовнішньої та внутрішньої рейкових ниток в кривій 419 м при швидкостях руху до 80 км/год не перевищували 153 кН; в кривих 906, 1530 м при швидкостях руху до 100 км/год – не перевищували 139 кН; в прямій при швидкостях руху до 160 км/год включно – не перевищували 168 кН. На стрілочному переводі типу Р65 марки 1/11 під час швидкості руху за боковим напрямком до 40 км/год вертикальні сили не перевищували 136 кН, а за прямим напрямком при швидкостях руху до 90 км/год – не перевищували 116 кН;

– коефіцієнти запасу стійкості рейко-шпальної решітки від поперечного зсуву по баласту, які визначають навантаженням, що передається на рейки, а також за рамними силами не перевищують допустимих значень відповідно 1,4 та 0,4;

– динамічне погонне навантаження на залізничну колію від візка знаходиться в межах (84–86) кН/м.

Таким чином, найбільші значення кромочних напружень і бокових сил спостерігаються в кривій малого радіусу 419 м та в межах стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11 (по боковому напрямку), найбільші значення вертикальних сил – в прямій під час швидкості руху 160 км/год, проте дані значення не перевищують допустимих.

Висновки. За результатами аналізу випробувань пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01 з впливу на залізничну колію зроблено такі висновки:

– у прямих зі стандартними типовими конструкціями з рейками Р65, залізобетонними шпалами, щебеним баластом дослідний рухомий склад задовольняє вимогам експлуатації зі швидкостями до 160 км/год включно;

– у кривих ділянках на коліях такої ж конструкції дослідний рухомий склад може обертатись зі швидкостями, які відповідають непогашеному прискоренню 0,7 м/с²;

– на боковий та прямий напрямки стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11 дозволяється рух з установленими швидкостями згідно [18].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Ромен, Ю.С.* Установление условий обращения вагонов с увеличенной осевой нагрузкой / Ю.С. Ромен, А.М. Орлова, М.С. Тихов, А.В. Заверталоу // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 3 (46). – С. 25–35.

2. *Рыбкин, В.В.* Результаты экспериментальных исследований по воздействию на путь / В.В. Рыбкин, М.И. Уманов, А.П. Татуревич, В.В. Цыганенко и др. // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2004. – Вип. 5. – С. 183–187.

3. *Рыбкин, В.В.* Проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу нового покоління з осьовим навантаженням 25 т на вісь / В.В. Рыбкин, Савлук В.Є // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – Х., 2012. – Вип. 130. – С. 127–131.

4. *Державний стандарт України ДСТУ 7571:2014.* Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію шириною 1520 мм; Уведено вперше; надано чинності 2014-12-02. – К.: Мінекономрозвитку України, 2014. – 33 с.

5. Фомін О.В. Концепція ідеальних кузовів напіввагонів / О.В. Фомін // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: науковий журнал. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013. – № 4(193). – С. 267–271.
6. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model [Text] / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2015, №.1. – P.45-48.
7. Фомін, О.В. Розробка методики впровадження різних профілів як складових елементів несучих систем вантажних вагонів [Текст] / О.В. Фомін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків. – 26'2012 С.29-33
8. Курган, М.Б. Перебудова кривих для впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів / М.Б. Курган, М.А. Гусак, Н.П. Хмелевська // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2012. – Вип. 40. – С. 90–97.
9. Курган, Д.М. Особливості прийняття навантаження елементами залізничної колії при високих швидкостях руху / Д.М. Курган // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 2 (56). – С. 136–145.
10. Курган, Д.М. Визначення динамічного навантаження від колеса на рейку для швидкісних поїздів / Д.М. Курган // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 3 (57). – С. 118–128.
11. Арбузов, М.А. Експериментальне дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'їзду / М.А. Арбузов, О.М. Патласов, С.О. Токарев // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2016. – № 5 (65). – С. 64–78.
12. Даніленко, Е.І. Новітні дослідження бічної пружності рейкових ниток при спільній дії вертикальних і горизонтальних сил / Е.І. Даніленко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 6 (60). – С. 65–77.
13. Даніленко, Е.І. Дослідження впливу динамічних колісних навантажень, вантажонапруженості і швидкостей руху поїздів на міцність, стійкість і строки служби рейок, скріплень та інших елементів ВБК / Е.І. Даніленко, Р.М. Йосифович, О.А. Олійник, О.О. Сорока // Збірник наукових праць ДЕТУТ: Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2013. – Вип. 22. – С. 10–20.
14. Даніленко, Е.І. Про необхідність внесення змін в існуючі нормативні допуски по ширині рейкової колії у прямих та кривих при впровадженні швидкісного руху на залізницях України / Е.І. Даніленко, М.І. Карпов, В.М. Молчанов, Р.М. Йосифович // Залізничний транспорт України. – 2014. – № 2. – С. 9–17.
15. Велінець, В.П. Експериментальні дослідження горизонтальної поперечної жорсткості рейкових ниток при різних конструкціях рейкових скріплень / В.П. Велінець // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 6 (60). – С. 57–64.
16. Настечик, М.П. Дослідження напруженого стану в елементах вузла скріплення типу КПП-5 під дією рухомого складу / М.П. Настечик, І.О. Бондаренко, Р.В. Маркуль // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 2 (56). – С. 146–156.
17. Технічне завдання на дослідно-конструкторську роботу «Візки моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01 вагонів пасажирських магістральних локомотивної тяги. 68-7115 ТЗ».
18. ЦП-0235 «Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм» (затверджені 14.12.2010 р. наказом Укрзалізниці № 778-Ц).

REFERENCES

1. Romen Yu. S., Orlova A.M., Tikhov M.S., Zavertalyuk A.V. Ustanovleniye usloviy obrashcheniya vagonov s uvelichennoy osevoy nagruzkoj [Establishment of conditions for handling wagons with increased axial load]. *Transport Rossiyskoy Federatsii – Transport of the Russian Federation*, 2013, no. 3 (46), pp. 25–35.
2. Rybkin V.V., Umanov M.I., Taturevich A.P., Tsyganenko V.V. [et al.] Rezultaty eksperimentalnykh issledovaniy po vozdeystviyu na put [The results of experimental studies on the impact on the track]. *Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universytetu zaliznyzhnogo transport imeni akademika Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan], 2004, issue 5, pp. 183–187.

rolling stock of a new generation with an axial load of 25 tons per axle]. *Zbirnyk naukovykh prats UkrDAZT*. [Collection of scientific works UkrSART], 2012, issue 130, pp. 127–131.

4. DSTU 7571:2014. *Rukhomyi sklad zaliznyts. Normy dopustymogo vplyvu na zaliznychnu koliuu shyrynoi 1520 mm*. [State Standard 7571–2014. Rolling railways. The norms of permissible impact on railway track 1520 mm]. Kyiv, Minekonomrozvytku Ukrainy Publ., 2014. 33 p.

5. Fomin, O.V. *Koncepcija ideal'nih kuzoviv napivvagoniv* [The concept of ideal bodies gondola] [Text] / O.V. Fomin // *Journal of East Ukrainian National University named after Vladimir Dal, a scientific journal*. – Lugansk: EUNU. Dal, 2013. – № 4 (193). – S. 267-271.

6. Fomin, O. (2015). Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model. *Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry»*, 1, 45-48.

7. Fomin, O.V. *Rozrobka metodiki vprovadzhennja rıznyh profiliv v jacosti skladovih elementiv nesuchih system vantagnih vagoniv* / O.V. Fomin // *Visnik Nacionalnogo tehničnogo universitetu «HPI»*. – Kharkiv. – 26'2012 P.29-33

8. Kurgan M.B., Gusak M.A., Khmelevska M.P. *Perebudova kryvykh dlia vprovadzhennia shvydkisnogo rukhu pasazhyrskykh poizdiv* [Restructuring curves for the introduction of high-speed passenger trains]. *Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu imeni akademika Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan], 2012, issue 40, pp. 90–97.

9. Kurgan D.M. *Osoblyvosti spryniattia navantazhennia elementamy zaliznychnoi kolii pry vysokykh shvydkostiakh rukhu* [Features perceptions load elements of the railway line at high speeds]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2015, issue 2 (56), pp. 136–145.

10. Kurgan D.M. *Vyznachennia dynamichnogo navantazhennia vid koleasa na reiku dlia shvydkisnykh poizdiv* [Determination of the dynamic load of the wheel on the rail to high-speed trains]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2015, issue 3 (57), pp. 118–128.

11. Arbutov M.A., Patlasov O.M., Tokarev S.O. *Eksperymentalne doslidzhennia vzaiemodii kolii ta rukhomogo skladu v mezhakh zizdu* [Experimental study of interaction track and rolling stock within rally]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2016, issue 5 (65), pp. 64–78.

12. Danilenko E.I. *Novitni doslidzhennia bichnoi pruzhnosti reykovykh nytok pry spilniy dii vertykalnykh i goryzontalnykh syl* [Recent studies lateral elastic strands rail at joint action of vertical and horizontal forces]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2015, issue 6 (60), pp. 65–77.

13. Danilenko E.I., Yosyfovych R.M., Oliinyk O.A., Soroka O.O. *Doslidzhennia vplyvu dynamichnykh kolisnykh navantazhen, vantazonapruzhenosti i shvydkostei rukhu poizdiv na mitsnist, stiikist i stroky sluzhby reio, skriplen ta inshykh elementiv VBK* [Investigation of dynamic wheel loads, speeds and congestion of trains for strength, stability and durability of the rails, fasteners and other items ULB]. *Zbirnyk naukovykh prats DETUT. Seriia «Transportni systemy i tekhnologii»* [Collection of scientific works DETUT. Series «Transport systems and technologies»], 2013, issue 22, pp. 10–20.

14. Danilenko E.I., Karpov M.I., Molchanov V.M., Yosyfovych R.M. *Pro neobkhdnist vnesennia zmin v isnuiuchi normatyvni dopusky po shyryni reikovo kolii u priamykh ta kryvykh pry vprovadzhenni shvydkisnogo rukhu na zaliznytsiakh Ukrainy* [On the need to amend the existing regulatory tolerances the width of rail track in the straight and curves with embedded high-speed traffic on the railways of Ukraine]. *Zaliznychnyi transport Ukrainy – Railway transport of Ukraine*, 2014, issue 2, pp. 9–17.

15. Velinets V.P. *Eksperymentalni doslidzhennia goryzontalnoi poperechnoi zhorstkosti reikovykh nytok pry rıznykh konstruktsiiah reikovykh skriplen* [Experimental studies of transverse horizontal stiffness of rail strings with different designs of rail fasteners]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo universitetu zaliznyznogo transportu* [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2015, issue 6 (60), pp. 57–64.

16. Nastechyk M.P., Bondarenko O.I., Markul R.V. *Doslidzhennia napruzhenogo stanu v elementakh vuzla skriplennia typu KPP-5 pid diieiu rukhomogo skladu* [Research of the stress condition in the host cell binding type PPC-5 under the rolling stock]. *Nauka ta progres transportu. Visnyk Dnipropetrovskogo natsionalnogo*

universytetu zaliznychnogo transportu [Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2015, issue 2 (56), pp. 146–156.

17. *Tekhnichne zavdannia na doslidno-konstruktorsku robotu «Vizky modelei 68-7115, 68-7115 vykonannya 01 vagoniv pasazhyrskykh magistralnykh lokomotyvnoi tiagy. 68-7115 TZ»* [Terms of reference for development work «Truck Models 68-7115, 68-7115 performance passenger cars 01 main locomotive traction. 68-7115 TC»].

18. *TSP-0235 «Normy dopustymykh shvydkostey rukhu rukhomogo skladu po zaliznychnykh koltiakh Derzhavnoi administratsii zaliznychnogo transport Ukrainy shyrynoi 1520 mm»* [«Norms of permissible speeds of rolling stock for railway tracks IPU Ukraine 1520 mm»].

Андрей Сулим, к.т.н.

(старший научный сотрудник ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения» (ГП «УкрНИИВ»), г. Кременчуг)

Сергей Столетов (научный сотрудник ГП «УкрНИИВ»), г. Кременчуг)

Алексей Фомин, д.т.н, доцент

(профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий, г. Киев)

Максим Крамаренко

(технический директор ПАО «КВСЗ», г. Кременчуг)

Денис Локтионов

(главный конструктор пассажирских вагонов локомотивной тяги ПАО «КВСЗ», г. Кременчуг)

Сергей Скороход

(заведующий группы ГП «УкрНИИВ»), г. Кременчуг)

Сергей Мурчков

(инженер I категории ГП «УкрНИИВ»), г. Кременчуг)

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ВОЗДЕЙСТВИЮ НА ПУТЬ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА 61-779 НА ТЕЛЕЖКАХ МОДЕЛЕЙ 68-7115, 68-7115 ИСПОЛНЕНИЯ 01

В статье обосновано, что одним из важных и объемных видов испытаний при внедрении вновь созданного подвижного состава являются исследования по его воздействию на инфраструктуру железнодорожного транспорта (путь и стрелочные переводы). Проанализированы существующие исследования по воздействию вновь созданного подвижного состава на железнодорожный путь. По результатам анализа установлено, что вопрос исследования взаимодействия вновь созданного подвижного состава и существующего железнодорожного пути остается важным и актуальным. Цель работы – получение результатов экспериментальных исследований по воздействию на путь и стрелочный перевод пассажирского вагона 61-779 на тележках моделей 68-7115, 68-7115 исполнения 01 при различных скоростях движения. Приведены результаты экспериментальных исследований по воздействию на путь указанного подвижного состава на прямой, кривых радиусов 419, 906, 1530 м, а также в пределах стрелочного перевода типа Р65 марки 1/11. По результатам анализа исследований установлено, что обозначенный пассажирский вагон отвечает действующим нормативным требованиям по воздействию подвижного состава на путь.

Ключевые слова: воздействие на путь, пассажирский вагон, опытный подвижной состав, стрелочный перевод.

*Andrii Sulym, Ph.D. (Candidate of technical Sciences)
(Senior researcher, SE «Ukrainian Research Van-Building Institute»)*

*Sergii Stoletov
(Researcher of SE «Ukrainian Research Van-Building Institute»)*

Oleksii Fomin, Doctor of Science (Technical Sciences)

(Associate Professor of department the «Car and Carriages' Economy» of the State University for Transport Economy and Technologies)

Maksim Kramarenko (Technical Director PJSC «KRCBW»)

Denis Loktionov (Chief designer of passenger carriage of locomotive traction PJSC «KRCBW»)

Sergii Skorokhod

(Head of group SE «Ukrainian Research Van-Building Institute»)

Sergii Murchkov (Engineer of the first category SE «Ukrainian Research Van-Building Institute»)

**EXPERIMENTAL TESTS RESULTS OF THE IMPACT OF PASSENGER
CAR 61-779 MOUNTED ON 68-7115, 68-7115 BOGIES
ON THE TRACK EXECUTION 01**

The article proved that one of the most important and comprehensive tests for the implementation of newly designed rolling stock is the research on its impact on the railway transport infrastructure (track and switch point). Resent researches on the impact of the newly designed rolling stock on the track were analytic investigated. The investigation results showed that the researches on interaction between newly designed rolling stock and existing track remain currently important. The aim of this research is to obtain experimental test results concerning the impact of passenger car 61-779 mounted on bogies 68-7115, 68-7115, Execution 01 on the track and switch point under various speeds. The experimental tests results of the referred rolling stock impact on a tangent track, a curved track with a radius of 419, 906, 1530 m and also within the limits of the switch point of type P65, denomination 1\11 are summarized. Research analysis proved that the above-mentioned passenger car complies with the actual regulatory requirements on rolling stock.

Keywords: impact on the track, passenger car, tested rolling stock, switch point.

Стаття надійшла до редакції 13.09.2017 р.

УДК [629.45-592:621.313.12].001.5:001.891.5

*О. В. Фомін, д.т.н., доцент
(професор кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний
університет інфраструктури та технологій)
Д. В. Федосов-Ніконов,
(старший науковий співробітник, Державне підприємство
«Український науково-дослідний інститут вагонобудування»)*

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДОВГОБАЗНОГО ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ НА МІЦНІСТЬ

У статті розглянуто питання щодо міцності основних несучих елементів конструкції довгобазного вагона-платформи, застосування спеціальних методів теоретичного і експериментального характеру. Виконано аналіз розрахунку елементів рами на втому.

Ключові слова: довгобазні вагони-платформи, міцність елементів, коефіцієнт запасу опору втоми, розрахункові та експериментальні напруження.

Постановка проблеми. Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14 жовтня 2008 р. № 1259 передбачено оновлення вантажного вагонного парку у 2008 – 2020 рр. Оновлення парку передбачається вагонами з сучасним рівнем техніко-економічних та експлуатаційних показників. Для вирішення цього завдання на сучасному рівні були розроблені та поставлені на виробництво нові моделі вагонів. Одними з нових моделей, які були поставлені на виробництво та надійшли в експлуатацію, були довгобазні вагони-платформи для перевезення 40-футових контейнерів. При однаковій довжині, довгобазні вагони-платформи різних виробників відрізнялися конструктивним виконанням основних несучих елементів та технологією виготовлення. Більшість конструкцій сучасних довгобазних вагонів-платформ мали принципово нову конструкцію. Після недовготривалої експлуатації була підтверджена висока економічна ефективність використання довгобазних вагонів-платформ. Однак, у багатьох моделях виникли проблеми з міцністю конструкції. Під час планових ремонтів та оглядів були виявлені пошкодження конструкції у вигляді тріщин. Тому, для вирішення вищезазначеної проблеми доцільне застосування спеціальних методів як теоретичного, так і експериментального характеру. Одним з таких методів є дослідження із застосуванням математичної моделі, що адекватно відображує конструкцію і навантаження, які діють на неї.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми динаміки і міцності рухомого складу розглядалися в роботах В.А. Лазаряна, Є.П. Блохіна, М.Б. Кельріха, А.В. Донченко, С.В. Мямліна, В.М. Бубнова і інших видатних вчених [1-4]. Сучасні дослідження міцності конструкцій вантажних вагонів та їх складових, за допомогою

© Фомін О. В., Федосов-Ніконов Д. В., 2018

програмного комплексу визначення та використання математичних моделей, відображені в роботах [5-8]. Однак і сьогодні, при розробці нових моделей довгобазних платформ різного конструктивного виконання, дослідження міцності елементів довгобазних платформ викликає багато питань. Аналіз літератури з профілю питань, що розглядаються, вказує про недостатність змістовної інформації щодо дослідження напружено-деформованого стану конструкцій довгобазних вантажних вагонів та їх складових. Для вирішення вищезазначеної проблеми проведені науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи.

Мета статі – висвітлення результатів досліджень напружено-деформованого стану та міцносних якостей довгобазного вагона-платформи. Для дослідження міцності несучих елементів довгобазного вагона-платформи були застосовані методи як теоретичного, так і експериментального характеру. Один з таких методів дослідження із застосуванням математичної моделі, що адекватно відображує конструкцію і навантаження, що діють на неї, приведено у статті.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розрахунок елементів рами на втому проводився при дії на платформу максимально допустимих навантажень для перерізів з високим рівнем напружень (рис. 1).

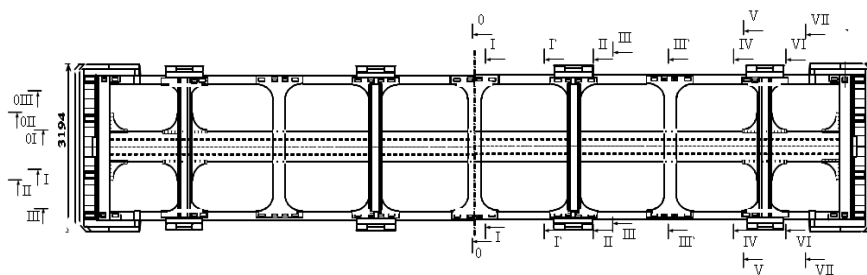


Рис. 1. Схема розташування перерізів з максимальними напруженнями на універсальній довгобазній платформі

Розрахунок виконано з використанням обчислювального комплексу, що реалізує метод скінчених елементів (МКЕ) на ПЕОМ стандарту IBM-PC, при цьому використовувалася пластинчаста скінченно-елементна модель і скінченні елементи типу SHELL 63. Скінченні елементи мають квадратичні функції форми і шість ступенів свободи в кожному вузлі: переміщення вздовж осей x, y, z і повороти навколо цих осей.

Як глобальну систему координат при складанні розрахункової схеми була обрана права декартова система з центром на поздовжній осі вагона в площині нейтральної осі лобової балки. Вісь X системи координат спрямована уздовж поздовжньої осі вагона, вісь Y – вертикально вгору. Навантаження власною вагою проводилося шляхом задання щільності матеріалу моделі, з подальшим прикладенням до кожного вузла розрахункової схеми прискорення 9,81 м/с² уздовж вертикальної осі Y. Оцінка втомної міцності проводилася за коефіцієнтом запасу опору втоми за формулою:

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\varepsilon}} \geq [n]$$

де $\sigma_{a,N}$ – межа витривалості (по амплітуді) для контрольної зони при симетричному циклі і сталому режимі навантаження при базовому числі циклів $N_0 = 10^7$;

$\sigma_{a,э}$ – величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, приведена до базового числа циклів N_0 , еквівалентна пошкоджуючій дії реального режиму експлуатаційних напружень за розрахунковий термін служби;

$[n]$ – мінімально допустимий коефіцієнт запасу опору втоми за вибраний термін служби.

Статичні напруження від сили ваги бруто вагона були отримані з застосуванням методу скінченних елементів.

Розрахунок проводився для двох варіантів завантаження, при яких розрахунковими дослідженнями було отримано найбільші згинальні моменти (рис. 2 та 3).

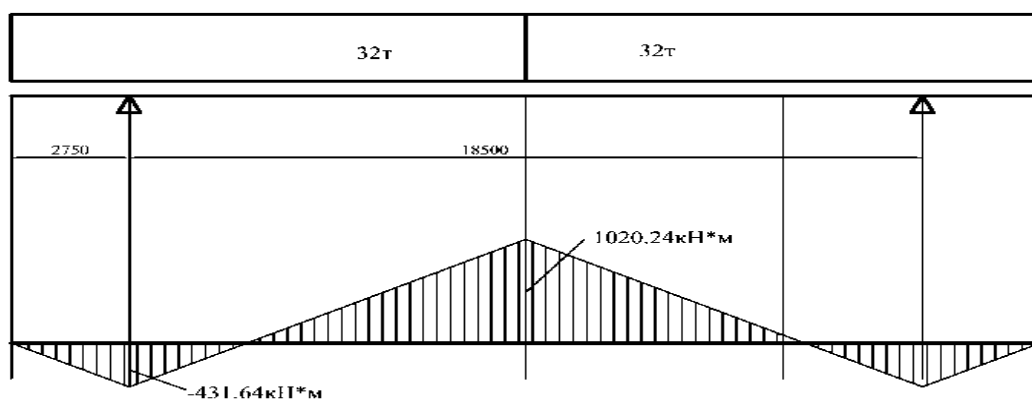


Рис. 2. Максимальні згинальні моменти в рамі при завантаженні двома 40 футовими контейнерами

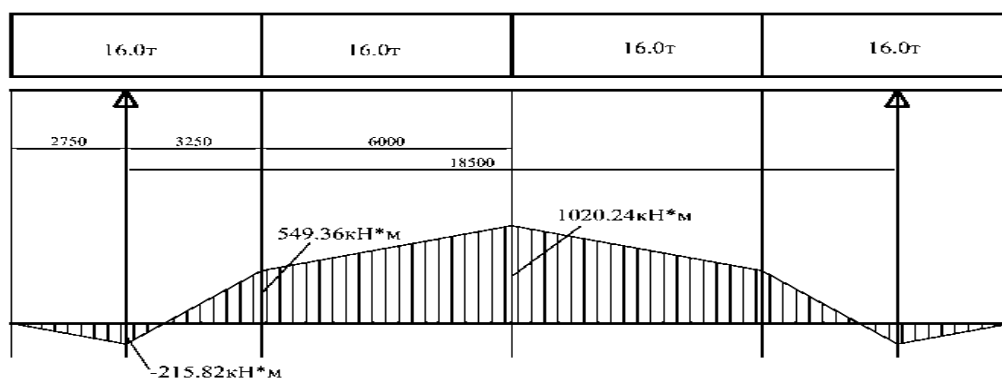


Рис. 3. Максимальні згинальні моменти в рамі при завантаженні чотирма 20 футовими контейнерами

Напружено-деформований стан вагона від дії статичного вертикального навантаження (брутто) (рис. 4).

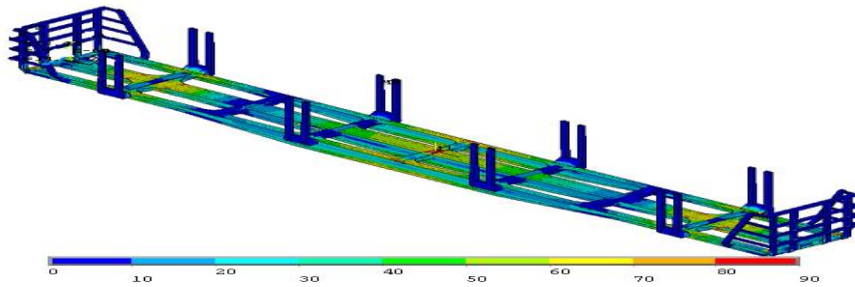


Рис. 4. Напруження від дії статичного вертикального навантаження двох 40-футових контейнерів

Результати розрахунку коефіцієнта запасу опору втомі при завантаженні платформи двома 40-футовими контейнерами наведені в табл. 1.

Як видно з табл. 1, коефіцієнт запасу опору втомі елементів рами платформи, завантаженої двома 40-футовими контейнерами, нижче допустимого значення $[n] = 1,5$. Це підтверджується результатами стендових випробувань. Руйнування були виявлені в двох зонах. В перерізі I-I, в зоні закінчення накладки, і в перерізі III-III хребтової балки на прорізи для горизонтального важеля автогальма. Напружено-деформований стан цих зон при завантаженні двома 40-футовими контейнерами подано на рисунках 5 і 6.

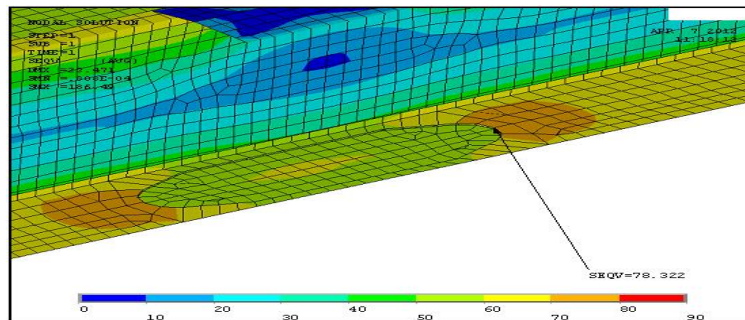


Рис. 5. Напружено-деформований стан в зоні шва накладки в центрі бічної балки до пропонованого доопрацювання

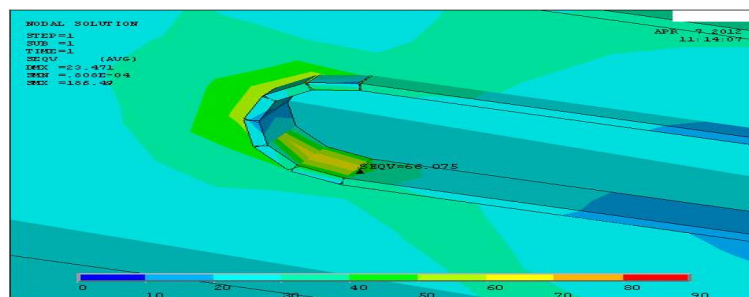


Рис. 6. Напружено-деформований стан у зоні вікна горизонтального важеля хребтової балки до пропонованого доопрацювання

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

Таблиця 1. Коефіцієнт запасу опору втомн при завантаженні двома 40-футовими контейнерами

Елемент	переріз	точка	№ вузла моделі	Результати розрахунків				
				$\sigma_{ст}$	$\sigma_{аЭ}$	$(\bar{k}_{\sigma})_k$	$\sigma_{аN}$	n
Хребтова балка	I-I	т.1	6948	83,2	46,383	4,5	41,293	0,89
Хребтова балка	I-I	т.3	43015	93,4	52,069	4,0	46,455	0,89
Хребтова балка	I-I	т.4	40158	83,4	46,494	4,5	41,293	0,89
Хребтова балка	III-III	т.5	39428	86,8	48,390	4,5	41,293	0,85
Хребтова балка	III-III	т.6	6179	87,4	48,724	4,5	41,293	0,85
Хребтова балка	V-V	т.7	39523	65,4	36,459	3,0	61,940	1,70
Хребтова балка	V-V	т.8	6274	65,8	36,682	3,0	61,940	1,69
Хребтова балка	VI-VI	т.9	48292	10,1	5,631	3,0	61,940	11,00
Хребтова балка	VI-VI	т.10	15179	10	5,575	3,0	61,940	11,11
Шворнева балка	I-I	т.21	22937	58,9	32,836	4,0	46,455	1,41
Шворнева балка	I-I	т.17	10504	29,5	16,446	4,5	41,293	2,51
Шворнева балка	I-I	т.19	22893	28,4	15,833	4,5	41,293	2,61
Шворнева балка	0I-0I	т.22	56272	58,9	32,836	4,5	41,293	1,26
Шворнева балка	0I-0I	т.18	43684	29,5	16,446	4,5	41,293	2,51
Шворнева балка	0I-0I	т.20	56228	28,5	15,888	4,5	41,293	2,60
Балка бокова	0-0	т.23	23455	98,8	55,079	4,0	46,455	0,84
Балка бокова	0-0	т.24	504	68,8	38,355	4,0	46,455	1,21
Балка бокова	I'-I'	т.27	90821	93,3	52,013	4,5	41,293	0,79
Балка бокова	I'-I'	т.28	94116	91,1	50,787	4,5	41,293	0,81
Балка бокова	I'-I'	т.30	126001	91,1	50,787	4,5	41,293	0,81
Балка бокова	I'-I'	т.29	122580	93,3	52,013	4,5	41,293	0,79
Балка бокова	II-II	т.31	59382	111,2	61,992	4,0	46,455	0,75
Балка бокова	II-II	т.32	26006	111,4	62,104	4,0	46,455	0,75
Балка бокова	III'-III'	т.33'	66644	76,3	42,536	4,5	41,293	0,97
Балка бокова	III'-III'	т.35'	52273	2,9	1,617	4,5	41,293	25,54
Балка бокова	III'-III'	т.34'	33092	76,1	42,425	4,5	41,293	0,97
Балка бокова	III'-III'	т.36'	23918	93,1	51,902	4,5	41,293	0,80
Балка бокова	IV-IV	т.34	410	69,6	38,801	4,0	46,455	1,20
Балка бокова	V-V	т.35	66121	56,6	31,554	4,0	46,455	1,47
Балка бокова	V-V	т.36	32578	56,5	31,498	4,0	46,455	1,47
Балка бокова	VI-VI	т.37	60111	6,9	3,847	4,0	46,455	12,08
Балка бокова	VI-VI	т.38	26732	6,9	3,847	4,0	46,455	12,08
Балка бокова	VII-VII	т.39	58800	0,9	0,502	4,0	46,455	92,59
Балка бокова	VII-VII	т.40	1661	3,5	1,951	4,0	46,455	23,81

Результати розрахунку коефіцієнта запасу опору втоми у цих зонах подані в табл. 2.

Таблиця 2. Коефіцієнт запасу опору втоми в зонах руйнувань при завантаженні двома 40-футовими контейнерами

Елемент	переріз	№ вузла моделі	Результати розрахунків				
			$\sigma_{ст}$	$\sigma_{аЭ}$	$(\bar{k}_{\sigma})_k$	σ_{aN}	n
Бокова балка	I-I	34553	66,1	27,3	5,0	37,2	1,36
Хребтова балка	III-III	64578	78,3	32,3	5,0	37,2	1,15

Як впливає з табл. 2, значення коефіцієнта запасу опору втоми нижче допустимого $[n] = 1,5$. Отже, ці зони потребують посилення. Для зони руйнування в перерізі I-I було запропоновано виключити накладку на нижньому поясі, що дозволило видалити концентратор біля шва і знизити коефіцієнт концентрації з 5,0 до 2,5. Для зони руйнування по вікню, в перерізі III-III, пропонується перенести стиковий шов підсилюючого обода в зону з більш низькими напруженнями, що дозволило знизити рівень напруження з 66,1 МПа до 5,1 МПа. Напружено-деформований стан зазначених зон після конструктивних змін подано на рис. 7 і 8, а результати розрахунку наведені в табл. 3.

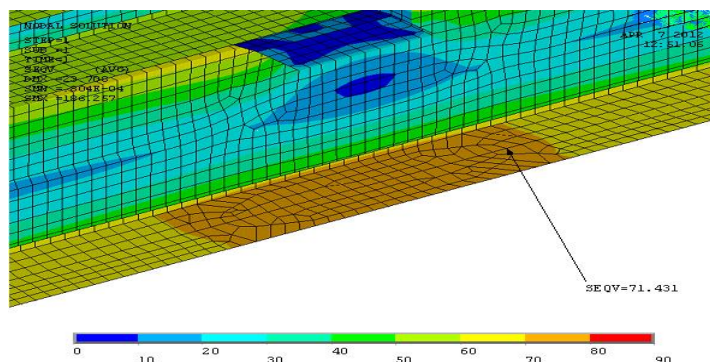


Рис. 7. Напружено-деформований стан в зоні шва накладки в центрі бічної балки після пропонуваного доопрацювання

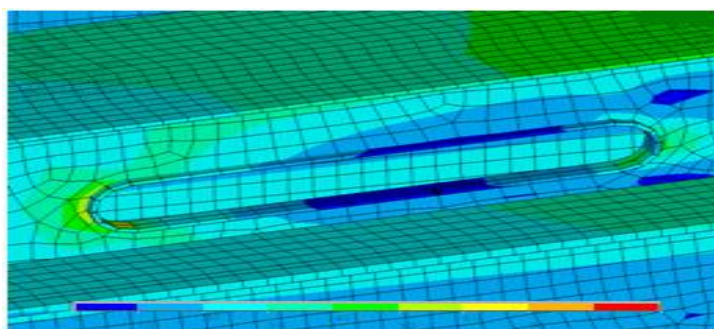


Рис. 8. Напружено-деформований стан у зоні вікна горизонтального важеля хребтової балки до пропонуваного доопрацювання

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

Таблиця 3. Коефіцієнт запасу опору втоми в зонах руйнувань після доопрацювання, завантаження 40-футовими контейнерами

Елемент	переріз	№ вузла моделі	Результати розрахунків				
			$\sigma_{ст}$	$\sigma_{aЭ}$	$(\bar{k}_{\sigma})_k$	σ_{aN}	n
Бокова балка	I-I	34553	71,4	2,1	2,5	37,2	17,67
Хребтова балка	III-III	64578	5,1	29,5	1,6	116,1	3,94

Висновки та пропозиції. Після вдосконалення конструкції рами був проведений розрахунок на відповідність платформи вимогам «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [9] за I, III і ремонтним режимом навантажень та на співудар.

Розрахункові та експериментальні напруження у всіх елементах довгобазного вагона-платформи від усіх експлуатаційних навантажень, згідно з «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [9], не перевищують допустимих значень. Збіжність результатів розрахунків і випробувань задовільна, що свідчить про правильність проведених розрахунків. Обґрунтована доцільність впровадження вдосконалення конструкції та експериментально підтверджено зменшення напружено-деформованого стану в несучих елементах конструкції довгобазного вагона-платформи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Годыцкий-Цвирко А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог / Годыцкий-Цвирко А.М. – М.: Гострансиздат, 1931. – 214 с.
2. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава / Марье Г. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.
3. Винокуров М.В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов / М.В. Винокуров // Научн. тр. ДИИТ, 1989. – Вып. 12. – 292 с.
4. Лазарян В.А. Динамика вагонов / Лазарян В.А. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
5. Фомін, О.В. Використання профілю з перерізом у вигляді прямокутної труби в якості елементів каркасів кузовів залізничних напіввагонів / О.В Фомін, В.В Фомін // Зб. наук. праць. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2012. – Вип.№.3(174)- С.244-250.
6. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2015. – № 1 – P.45-48.
7. Фомін, О.В. Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів / О.В Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип. 26-27. – С.137-147.
8. Фомін, О.В. Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів // Вісник КДУ імені Михайла Остроградського. – Вип. 6/2013 (83). – Кременчук, 2013. – С. 87–91.
9. «Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ. Москва. 1996. Изменения и дополнения».

REFERENCES

1. Goditsky-Tsvirko A.M. Interaction of the Way and the Rolling Stock of the Railways / Goditsky-Tsvirko AM – Moscow: Gostransidat, 1931. – 214 pp.
2. Marie G. Interaction of the Way and the Rolling Stock / Marie G. – M.: Goszhelordizdat, 1933. – 338 pp.
3. Vinokurov M.V. Investigation of vibrations and stability of wagons / M.V. Vinokurov // Sci. tr DIAT, 1989. – Issue 12. – 292 pp.
4. Lazaryan V.A. Dynamics of cars / Lazaryan. V.A. – M.: Transport, 1964. – 256 pp.

5. Fomin, O.V. *Using of rectangle profiles by elements of gondola bodies* / O.V. Fomin, V.V. Fomin, // Zbirnyk naukovykh prac' EU V. Dahl National University, 2012.– (3(174)) – P. 244-250.

6. Fomin, O. *Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model* / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.

7. Fomin, O.V. *Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv* [Variations describe the structural designs of freight cars] / O.V. Fomin, A.V. Gostra // Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies.» – Kyiv: DETUT, 2015. – Vyp.26-27. – S.137-147.

8. Fomin, O., *Theoretical bases of programmatic determination complex and use of mathematical models of wagon elements.* // Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 6, 2013, no. 83, pp. 87–91.

9. «Norms for calculating and designing rail cars of the IGS rail gauge 1520 mm (non-self propelled). Gos-NIIV-VNIIZhT. Moscow. 1996. Changes and additions «.

*Алексей Фомин, д.т.н., доц.,
(профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий)
Дмитрий Федосов-Никонов,
(старший научный сотрудник, Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)*

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДЛИННОБАЗНОГО ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ НА ПРОЧНОСТЬ

В статье рассмотрен вопрос о прочности основных несущих элементов конструкции длиннобазного вагона-платформы, применение специальных методов теоретического и экспериментального характера. Выполнен анализ расчета элементов рамы на усталость.

Ключевые слова: длиннобазные вагоны-платформы, прочность элементов, коэффициент запаса сопротивления усталости, расчетные и экспериментальные напряжения.

*Alexei Fomin, Ph.D., associate professor,
(professor department «Cars and carriage facilities» State University of Infrastructure and Technology)
Dmitry Fedosov-Nikonov,
(senior researcher, State Enterprise «Ukrainian Research Institute of Wagon Building»)*

RESEARCH OF LONG-TERM WAGON-PLATFORM CONSTRUCTIONS ON DENSITY

The article deals with the question of the strength of the main bearing elements of the long-wagon-platform construction, the application of special methods of theoretical and experimental nature. The analysis of frames' elements calculation is performed.

Keywords: long-wagon-platform cars, strength of elements, coefficient of reserve of fatigue resistance, design and experimental stresses.

Стаття надійшла до редакції 30.10.2017 р.

УДК 629.4.02.001.76

*О. В. Фомін, д.т.н., доцент
(професор кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний
університет інфраструктури та технологій)*

*А. А. Стецько,
(старший викладач кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний
університет інфраструктури та технологій)*

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СКЛАДОВИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СПРЯМОВАНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

У статті представлені особливості та результати проведених досліджень з визначення конструктивних складових вантажних вагонів для створення спрямованого напружено-деформованого стану (на основі принципу попередніх напружень). На основі аналізу експлуатаційних пошкоджень, конструктивної доцільності та технологічних можливостей потенційно обґрунтовано місця створення попередніх напружень та систематизовано у вигляді структурно-декомпозиційної схеми. Науково обґрунтовано доцільність та способи реалізації спрямованого напружено-деформованого стану для вагонних конструкцій. Схематизовано відповідні результати теоретично на прикладі вагона-цистерни, підтверджено доцільність реалізації запропонованого наукового підходу для проектування спрямованого напружено-деформованого стану вантажних вагонів.

Ключові слова: транспортна механіка, вантажний вагон, спрямований напружено-деформований стан, несучі системи, попередньо напружені складові.

Постановка проблеми. Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України на 2008–2020 рр., яку затверджено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14 жовтня 2008 року № 1259 передбачено оновлення вантажного вагонного парку новими та модернізованими моделями вантажних вагонів вітчизняного виробництва з сучасним рівнем техніко-економічних та експлуатаційних показників [1-5]. Для рішення вищезазначеного актуального науково-технічного завдання розгортаються науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи, які спрямовані на зниження матеріалоемності, собівартості виготовлення, ремонту та експлуатації вітчизняних спеціалізованих вантажних вагонів, підвищення їх вантажопідйомності, осьового навантаження, експлуатаційної надійності, подовження терміну служби та міжремонтних пробігів тощо. Разом з цим конструкція вантажного вагона є складною технічною системою, при проектуванні якої необхідно враховувати специфіку її роботи (експлуатаційні та ремонтні навантаження, погодні чинники і т. п.). Тому на сучасному рівні вирішувати вищезазначені задачі доцільно з використанням методів теорії оптимізації, реалізуючи системний підхід.

© Фомін О. В., Стецько А. А., 2018

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вирішення вищезазначеного актуального науково-технічного завдання розгортаються науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи [1-5]. Вони спрямовані на зниження матеріалоемності, собівартості виготовлення, ремонту та експлуатації вітчизняних вантажних вагонів на стадіях життєвого циклу, подовження терміну служби та міжремонтних пробігів тощо. На сучасному рівні вирішувати вищезазначені задачі доцільно з використанням нових методів конструкторської ідеології, реалізуючи системний підхід [5, 6]. При цьому особлива роль відводиться розробці та використанню формалізованих описань запропонованих новітніх підходів і способів проектування вантажних вагонів [7, 8], які б враховували взаємозв'язок окремих їх елементів і були адоптовані до сучасних програмних комплексів. Результати аналізу успішного вирішення аналогічних проблем в інших галузях створення несучих конструкцій [9, 10] (аеротехніки, ракетобудування, нафтогазова, паливна, будівельна та ін.), обумовили перспективність впровадження попередньо напружених вузлів, конструкцій [11] та вантажних вагонів [1-5]. Проте не було описано в яких саме складових вантажних вагонів та яким способом можна створити спрямований напружено-деформований стан. Аналіз чисельної наукової та спеціально-технічної літератури з профілю питань, що розглядаються, засвідчив про відсутність змістовної інформації з розроблення та використання наукового підходу зі створення спрямованого напружено-деформованого стану конструкцій вантажних вагонів та їх складових.

Мета статі – висвітлення результатів досліджень з визначення складових вантажних вагонів для створення спрямованого напружено-деформованого стану та найефективніших способів його забезпечення, а також схематизації відповідних результатів. Сказане проводилось на основі аналізу конструктивних особливостей та експлуатаційних пошкоджень вантажних вагонів. На прикладі вагона-цистерни представлено особливості практичної реалізації запропонованого наукового підходу для проектування несучих систем вантажних вагонів.

Виклад основного матеріалу дослідження. В рамках проведених досліджень аналізувались основні експлуатаційні пошкодження вантажних вагонів, їх конструктивні зв'язки та особливості виконання складових.

Сучасний парк вантажних вагонів характеризується різноманіттям їх типів і конструкцій, що викликано необхідністю задоволення різних вимог учасників їх життєвого циклу. В основному парк вантажних вагонів складається з: напіввагонів, вагонів-платформ, вагонів-цистерн, вагонів-хоперів, критих, ізотермічних та вагонів спеціального призначення, а також контейнерів загального та спеціального призначення. При цьому основним модулем вантажних вагонів, від конструкції якого залежить його тип, є модуль кузова [3-5], який можна класифікувати за такими ознаками:

залежно від роду перевезених вантажів – відкриті та закриті;

залежно від конструкції рами – з суцільною хребтовою балкою, несучільною хребтовою балкою та без хребтової балки;

залежно від конструкції елементів для завантаження і вивантаження вантажів – з дверима на бічних стінах або з люками даху і підлоги.

Конструкція кузова того чи іншого типу вагона визначається його призначенням [12], тому кузова різних типів вагонів за своєю конструкцією досить різні, але у всіх багато спільного.

Рама слугує основою кузова, на ній кріпиться автозчепне і гальмове обладнання ва-

гона. Вона через п'ятники опирається на ходові частини і сприймає всі види навантажень, що діють на кузов. Рама повинна володіти достатньою міцністю і жорсткістю, бути простою за конструкцією, надійною в експлуатації, доступною для технічного огляду. У всіх типів вагонів рама складається з трьох основних несучих балок: хребтової, бічних поздовжніх, набору поперечних (кінцевих, шворневих та проміжних).

Далі графічно зображено кузова та рами основних типів вантажних вагонів (рис. 1).

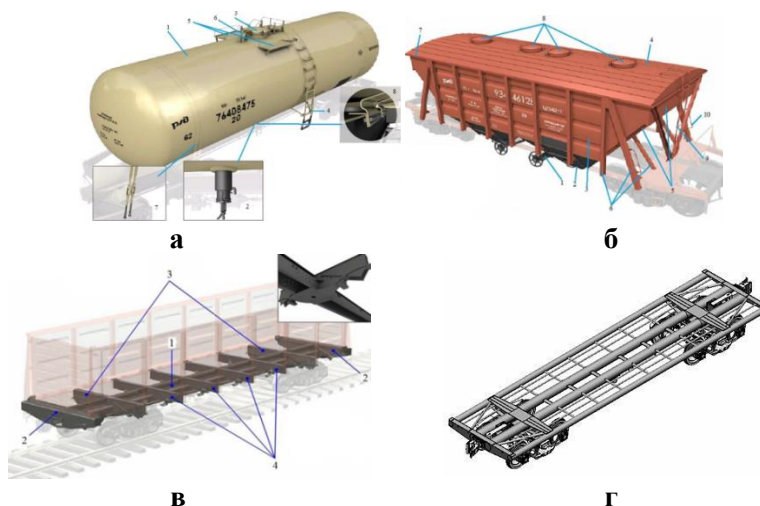


Рис. 1. Графічне зображення кузовів та рам існуючих та перспективних вантажних вагонів:

a – котел вагона-цистерни; *б* – кузов вагона-хопера; *в* – рама напіввагона;
г – вагон-платформа перспективна з рамою виконаною з труб

Хребтова балка – слугує для кріплення на ній автозчепного та гальмового обладнання. Через автозчепний пристрій вона передає поздовжні сили на інші вагони. Але оскільки вона жорстко пов'язана і з іншими елементами кузова, то поряд з поздовжніми сприймає також і вертикальні сили. Її виготовляють з міцних прокатних Z-подібних, швелерних і двотаврових профілів.

Залізничний транспорт оперує великою кількістю контейнерів. У загальному випадку контейнери (рис. 2) можна класифікувати, як знімний (універсальний рис. 2, а) чи спеціальний (рис. 2, б) модуль кузова вантажного вагона.



Рис. 2. Загальний вигляд контейнера:
a – універсальний; *б* – контейнер-цистерна

На підставі комплексного аналізу [1, 3, 7, 8] експлуатаційних особливостей вантажних вагонів можна зробити такі висновки. Як основні види експлуатаційних пошкоджень вантажних вагонів [13] можна виділити такі несправності кузова та рами (рис. 3), які можливо подолати за допомогою впровадження певних способів попереднього напруження.

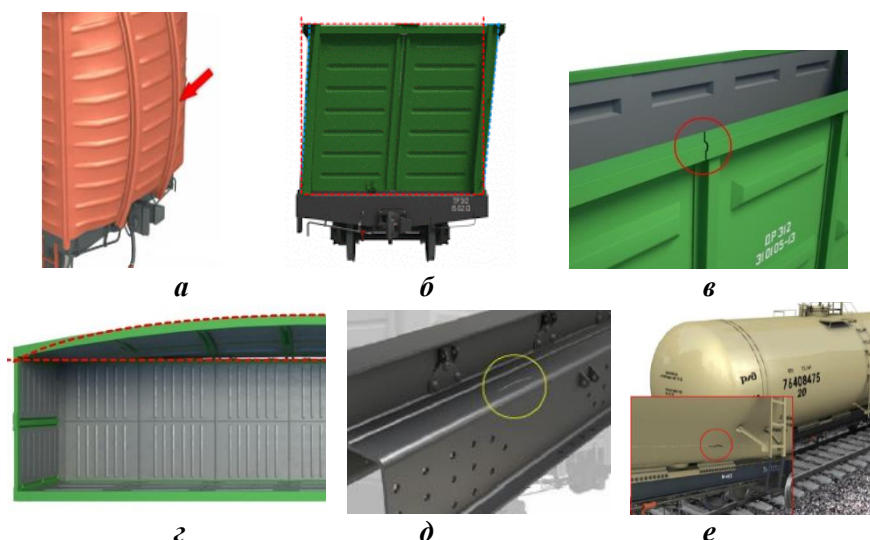


Рис. 3. Несправності кузова та рами вантажних вагонів, що виникають під час експлуатації:

- a* – вигин торцевої стіни назовні; *б* – перекіс кузова більше 75 мм; *в* – злам і тріщини у верхній обв'язці; *г* – розширення кузова більше 75 мм на один бік; *д* – поздовжні тріщини в балках рами довжиною більше 300 мм; *е* – тріщина шва котла

Впровадження нових концептів проривних ідей конструкторської ідеології несучих модулів вантажних вагонів дозволить системно підвищити ефективність вантажоперевезень залізничним транспортом, що охарактеризується низкою переваг для інфраструктури, виробників, інвестиційної привабливості, операторів руху, експлуатації, екології.

На основі наявного у авторів досвіду успішного створення теоретичних положень, методологічних основ і практичних засобів для розробки інноваційних об'єктів транспортного машинобудування пропонується такі робочі гіпотези удосконалення конструкцій вантажних вагонів [5]:

- перехід від статично визначених до статично невизначених конструкцій ресурсовизначальних зон і зон можливих руйнувань з метою зниження результуючих напружень і перерозподілу напружень;
- створення конструкцій з навантаженими вузлами без надлишкових зв'язків, запасів міцності і жорсткості, наприклад за рахунок впровадження гнучких зв'язків;
- створення конструктивних схем, де несучі елементи максимально можливо працюють на стиск – розтяг замість вигину і кручення;
- створення несучих елементів як зчленованих несучих оболонок з можливістю формування «сендвіч»-панелей з спрямованими властивостями;
- створення рівнонапруженості і попередньо напружених конструкцій несучих елементів з метою зниження рівня напружень і, як наслідок, зниження маси конструкції;

– впровадження страхуючих елементів з метою забезпечення тимчасової працездатності елементів конструкції при аварійних ситуаціях;

– впровадження мультифункціональних елементів, зокрема пружно-дисипативних несучих елементів, що поєднують в собі функції жорстких з'єднань елементів з пружними і демпферами з метою значного зниження маси, кількості елементів конструкції, з'єднань;

– створення конструкцій з індикаторами критичних станів і можливістю автономної самодіагностики.

При цьому застосовані загальноприйняті методи формування і аналізу конструкцій та спрямованих напружено-деформованих станів елементів. Для формування схеми потенційних складових та способів спрямованого напружено-деформованого стану застосовувались принципи блочності, варіантності та ієрархічності досліджень технічних систем.

Принцип *блочності* – забезпечує розділення відповідних схематичних описань на кожному ієрархічному рівні на ряд блоків з можливостями їхнього роздільного дослідження.

Принцип *варіантності* – обумовлює розроблення фонду варіантів схематичних виконань, відповідно з прийнятими до уваги напрямками дослідження з виділенням існуючих та перспективних технічних рішень виконання їх складових.

Принцип *ієрархічності* – передбачає структурування схематичного описання за ступенем детальності з виділенням окремих ієрархічних рівнів.

Зосереджено увагу над авторською гіпотезою про доцільність впровадження в конструкції вантажних вагонів попередньо напружених несучих елементів. Під попереднім напруженням конструкцій розуміють різноманітні прийоми штучного регулювання напружень (керування напружено-деформованим станом) в конструкціях для підвищення їх ефективності. Втручання в природну роботу об'єкта для спрямованої зміни його потенційної енергії деформації може відбуватися на різних стадіях: в процесі виготовлення, при монтажі, при експлуатації або модернізації і на різних рівнях: конструктивних елементів або вузлів, модулів і системи в цілому.

Критеріями ефективності застосування попереднього напруження в металоконструкціях можуть бути як економічні вимоги зі зниження маси і вартості об'єктів, так і технологічні (підвищення жорсткості, збереження форми елементів несучих конструкцій, зміна динамічних характеристик, підвищення тріщиностійкості та зменшення втомної міцності і т.д.). В цьому сенсі металоконструкції мають більш широкі можливості застосування попереднього напруження, ніж залізобетонні і сталезалізобетонні, де цей прийом розвинувся, перш за все, як засіб боротьби з малою міцністю бетону при розтягуванні.

Для класифікації щодо використання в вантажному вагонобудуванні спрямованого напружено-деформованого стану можна виокремити такі способи створення попереднього напруження:

1) обтиснення окремих розтягнутих, стиснених і зігнутих порожнистих/суцільних замкнутих/незамкнутих профілів і цілих елементів (балок, рам) затяжками різного виду з високоміцних матеріалів;

2) попередній пружний вигин окремих елементів з наступним зварюванням їх в зігнутому стані в цілий конструктивний елемент (балку);

3) попередня витяжка цілих конструкцій або окремих їх частин з метою збільшення області пружної роботи матеріалу;

4) попередній натяг окремих включених гнучких стрижнів (троси, пучки дроту, арматура) з метою сприйняття ними стискають зусиль;

5) тимчасове завантаження в процесі монтажу або виготовлення окремих елементів конструкцій або всієї конструкції з подальшим закріпленням конструкції під навантаженням для раціонального розподілу зусиль і підвищення її жорсткості та стійкості;

6) створення попереднього напруження в прокатних профілях шляхом завальцювання в них попередньо натягнутого високоміцного дроту (наприклад, при створенні гнучких вагонних з'єднань);

7) попереднє нагрівання/охолодження окремих деталей з метою збільшення/зменшення їх геометричних розмірів.

Як приклад застосування для вантажних вагонів розглянемо попереднє нагрівання, яке може використовуватися для того, щоб запобігати утворенню тріщин і/або забезпечити потрібні механічні властивості, наприклад, ударну в'язкість. Попереднє нагрівання можна виконувати в печі або за допомогою нагрівальних пальників, електричних пластинчастих радіаторів або індукційних чи променистих нагрівачів.

У зв'язку з різноманітністю конструктивних схем вагонів варто розробити класифікацію, яка зв'яже та систематизує характер впровадження попереднього напруження з особливостями (типажем) вантажних вагонів їх універсальних та специфічних складових. Блочно-ієрархічна схема потенційних складових впровадження попереднього напруження в несучі системи вантажних вагонів подана на рис. 4.

Як видно з схеми формалізоване описання потенційних складових впровадження передбачає виділення чотирьох ієрархічних рівнів:

I рівень містить «Тип вагона», який передбачає впровадження основних типів вагонів. Рівень в свою чергу поділяється на вагони з стаціонарними несучими системами (V_1 – тип «Напіввагон», V_2 – тип «Критий вагон», V_3 – тип «Вагон-цистерна», V_4 – тип «Вагон-платформа» та V_5 – тип «Вагон-хопер») та з з'ємними несучими системами (V_6 – тип «Контейнер»). При цьому тип «Напіввагон» включає універсальні та спеціалізовані напіввагони; тип «Критий вагон» – криті вагони звичайної конструкції та ізоітермічні вагони; тип «Вагон-цистерна» – 4-х та 8-ми вісні цистерни; тип «Вагон-платформа» – вагони-платформи звичайної конструкції з бортами та безбортові, скелетного типу для перевезення контейнерів та вагони-транспорттери; тип «Вагон-хопер» – вагони-хопери відкритого та закритого типу; тип «Контейнер» – універсальні та спеціалізовані контейнери.

II рівень містить «Модуль кузова».

Для типу V_1 – «Напіввагон» доцільно в елементах: V_{121} – «Обв'язка верхня та нижня бічних стін» використати способи 1-7 (під способом 1-7 розуміють застосування способів разом або окремо один від одного); V_{122} – «Стійки бічних стін» – способи 1-7; V_{123} – «Горизонтальні пояси та обв'язування верхні стін торцевих» – способи 1-7; V_{124} – «Дуги даху для вагонів зі знімним дахом» – способи 1-7. Для типу V_2 – «Критий вагон» доцільно в елементах: V_{221} – «Обв'язка верхня бічних стін» можливо використати способи 1-7; V_{222} – «Стійки бічних та торцевих стін» – способи 1-7; V_{223} – «Дуги даху» – способи 1-7. Для типу V_3 – «Вагон-цистерна» доцільно в елементі V_{321} – «Котел» використати спосіб 4. Для типу V_4 – «Вагон-платформа» не доцільно використовувати. Для типу V_5 – «Вагон-хопер» доцільно в елементах: V_{521} – «Обв'язка верхня бічних стін» використати способи 1-7; V_{522} – «Стійки бічних стін»

– способи 1-7; V_{523} – «Дуги даху для закритого типу» – способи 1-7. Для типу V_6 – «Контейнер», а саме для типу контейнер-цистерна, доцільно в елементі V_{621} – «Котел» використати спосіб 4.

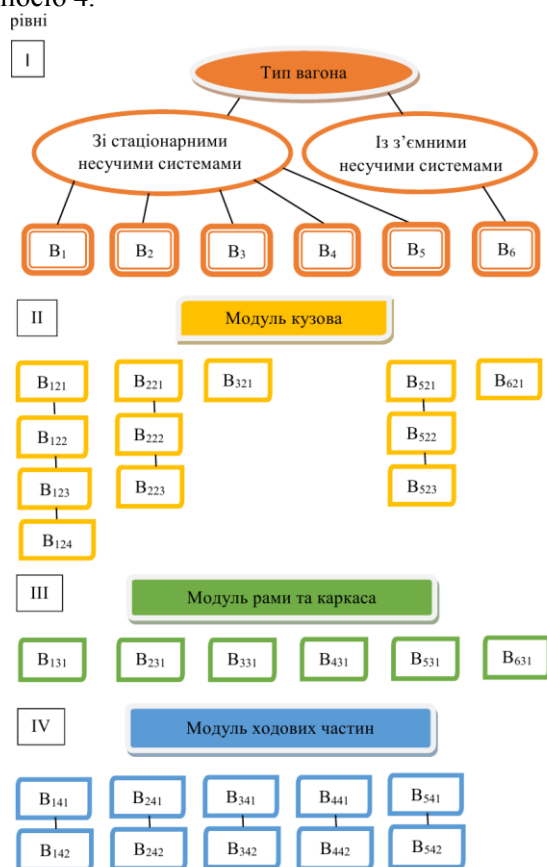


Рис. 4. Схема потенційних складових впровадження попереднього напруження в несучі системи вантажних вагонів

III рівень містить «Модуль рами та каркаса».

Для типу V_1 – «Напіввагон» доцільно в елементі V_{131} – «Балки рами» використовувати способи 1-7. Для типу V_2 – «Критий вагон» доцільно в елементі V_{231} – «Балки рами» використовувати способи 1-7. Для типу V_3 – «Вагон-цистерна» доцільно в елементі V_{331} – «Балка хребтова 4-вісної цистерни» використовувати способи 1-7. Для типу V_4 – «Вагон-платформа» доцільно в елементі V_{431} – «Балки рами» використовувати способи 1-7. Для типу V_5 – «Вагон-хопер» доцільно в елементі V_{531} – «Балки рами» використовувати способи 1-7. Для типу V_6 – «Контейнер» доцільно в елементі V_{631} – «Каркас контейнера» використовувати способи 1-7.

IV рівень містить «Модуль ходових частин».

Для типів V_1 – «Напіввагон», V_2 – «Критий вагон», V_3 – «Вагон-цистерна», V_4 – «Вагон-платформа» та V_5 – «Вагон-хопер» доцільно в елементах: V_{141} , V_{241} , V_{341} , V_{441} , V_{541} – «Балка надресорна та бічна» використати способи 1-7; V_{142} , V_{242} , V_{342} , V_{442} , V_{542}

– «Затяжка під буксою (як візків типу Барбер)» – спосіб 4 і/або 7. Для типу В₆ – «Контейнер» не доцільно використовувати.

Провівши аналіз схеми потенційних складових впровадження попереднього напруження в несучі системи вантажних вагонів (рис. 4) стосовно до вагона-цистерни, видно, що рівень II «Модуль кузова» включає елемент В₃₂₁ – «Котел» для створення спрямованого напружено-деформованого стану якого доцільно використати спосіб 4 (навівання дроту по його поверхні), рівень II «Модуль рами та каркаса» містить елемент В₃₃₁ – «Балка хребтова 4-вісної цистерни» для якого існує можливість застосовувати способи 1-7 разом або окремо один від одного, рівень III «Модуль рами та каркаса» має елементи: В₃₄₁ – «Балка надресорна та бічна» – способи 1-7 та В₃₅₁ – «Затяжка під буксою (як візків типу Барбер)» – спосіб 4 і/або 7.

Проведені роботи для ряду вагонів (рис. 5). Дослідження (рис. 5, а) проводилися на сучасному програмному забезпеченні, де в вагоні-цистерні для перевезень особливо небезпечних вантажів на котел навіта проволока, балки хребтова та шворневі круглого перерізу з також навітою на них проволокою.

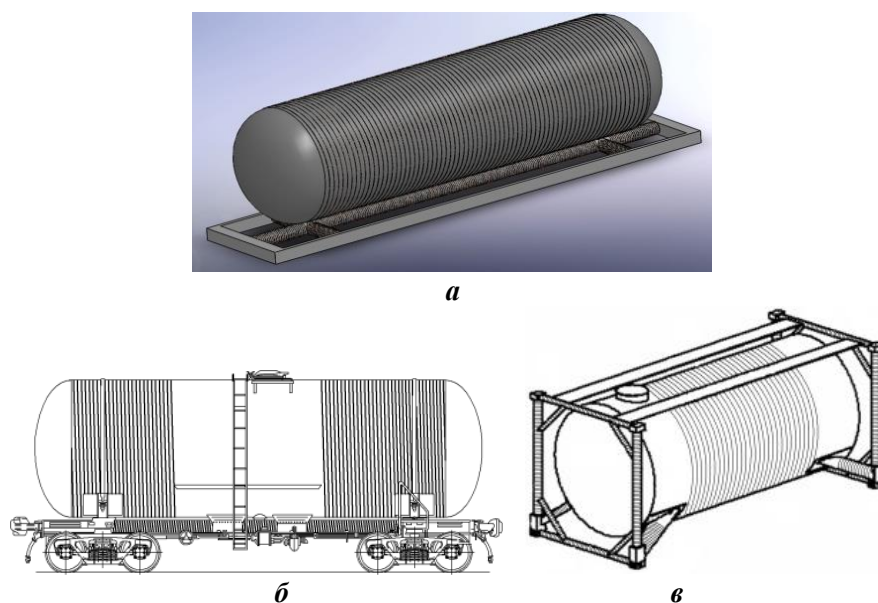


Рис. 5. Досліджувані вагони:

а – комп'ютерна модель перспективного вагона-цистерни;
б – запатентований вагон-цистерна; *в* – контейнер-цистерна

Для дослідження ефективності запропонованого технічного рішення проведено комплексний конструкторсько-розрахунковий аналіз.

У рамках таких робіт досліджувались особливості роботи конструктивних елементів і технологічність їх виготовлення та ремонтів. Попередній розрахунок показав такі позитивні результати: тара вагона знижена на 20 %; вантажопідйомність підвищена на 20 %; тріщиностійкість покращена на 30 %; вартість виготовлення знижена на 5 %; затрати на ремонт знижені на 25 %.

Висновки та пропозиції. Визначено найпоширеніші експлуатаційні пошкодження несучих систем вантажних вагонів: вигин торцевої стіни назовні, перекис та розширення кузова, злами, тріщини та інші несправності. Встановлено потенціальні місця для впровадження спрямованого напружено-деформованого стану в вантажних вагонах: елементи кузова (обв'язка верхня та нижня бічних стін, горизонтальні пояси та обв'язування верхні стін торцевих, дуги даху, стійки бічних та торцевих стін та інші), балки рами та ходові частини. Обґрунтовано доцільність впровадження та виокремлено сім способів реалізації спрямованого напружено-деформованого стану для вагонних конструкцій. Розроблена блочно-ієрархічна схема потенційних складових впровадження попереднього напруження в несучі системи вантажних вагонів. Проведено попередній розрахунок, який показав позитивні результати запропонованого наукового підходу щодо його застосування для конструкції вагонів-цистерн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Fomin, O.V.* Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O.V. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014 (5). P. 31–43.
2. Фомін, О.В. Використання профілю з перерізом у вигляді прямокутної труби в якості елементів каркасів кузовів залізничних напіввагонів / О.В Фомін, В.В Фомін // 36. наук. праць. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2012. – Вип.№.3(174)- С.244-250.
3. *Fomin, O.* Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.
4. *Фомін, О.В.* Варіаційне описання конструктивних виконань вантажних вагонів/ О.В Фомін, А.В. Гостра // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2015. – Вип. 26-27. – С.137-147.
5. *Фомін, О.В.* Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів // Вісник КДУ імені Михайла Остроградського. – Вип. 6/2013 (83). – Кременчук, 2013. – С. 87–91.
6. *Panchenko, S.V.* Formation of an automated traffic capacity calculation system of rail networks for freight flows of mining and smelting enterprises / S.V. Panchenko, T.V. Butko, A.V. Prokhorchenko, L.O. Parkhomenko // Natsional'nyi Hirnychiy Universytet. Naukovyi Visnyk. – 2016. – Vol.2. – P. 93–99.
7. *Lovskaya, A.* The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision / Alyona Lovskaya, Andrey Ryibin // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 3, N 7(81). – С. 4–8. doi:<http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.72054/>
8. *Tartakovskiy, E.* Improving the process of driving a locomotive through the use of decision support systems / Eduard Tartakovskiy, Oleksandr Gorobchenko, Artem Antonovych // Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies – 2016. – Т. 5, №3 (83). – P. 4–11. doi:<http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80198>.
9. *Сулейменов, У. С.* Перспективы применения предварительного напряжения в металлических конструкциях нефтеперерабатывающей промышленности / У. С. Сулейменов, А. Б. Молдагалиев, Н. Ж. Жанабай, М. К. Укибаев // Наука и образование Южного Казахстана. – 2005. – № 3. – С. 51-53.
10. *Айнабеков, А. И.* Работа надземных предварительно напряженных трубопроводов при эксплуатационных нагрузках / А. И. Айнабеков, Б. Р. Арапов, У. С. Сулейменов // Наука и образование Южного Казахстана. – 2003. – № 35. – С. 12-14.
11. *Михайлов, В.В.* Предварительно напряженные комбинированные и вантовые конструкции / В.В. Михайлов // – М.: АСВ, 2002. – 256 с.
12. *Лукин, В.В.* Конструирование и расчёт вагонов. Учебник для вузов ж.-д. трасп. / Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов // – Москва: УМК МПС РФ, 2000. – 726 с.
13. *Устич, П.А.* Вагонное хозяйство: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / П.А. Устич, И.И. Хаба // – М.: Маршрут, 2003. – 560 с.

REFERENCES

1. Fomin, O.V. *Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars*. Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014 (5), pp. 31-43.
2. Fomin, O. *Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model* / O.V. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.
3. Fomin, O.V. *Using of rectangle profiles by elements of gondola bodies* / O.V. Fomin, V.V. Fomin, // Zbirnyk naukovykh prac' EU V. Dahl National University. 2012 (3(174)) – P. 244-250.
4. Fomin, O.V. *Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv* [Variations describe the structural designs of freight cars] / O.V. Fomin, A.V. Gostra // Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series «Transport systems and technologies.» – Kyiv: DETUT, 2015. – Vyp.26-27. – S.137-147.
5. Fomin, O., *Theoretical bases of programmatic determination complex and use of mathematical models of wagon elements*.// Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 6, 2013, no. 83, pp. 87–91.
6. Panchenko, S.V., Butko, T.V., Prokhorchenko, A.V. and Parkhomenko, L.O. (2016), *Formation of an automated traffic capacity calculation system of rail networks for freight flows of mining and smelting enterprises*. // Natsional'nyi Hirnychi Universytet. Naukovyi Visnyk, 2016 (2), pp. 93-99.
7. Lovskaya, A. and Ryibin, A., *The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision*. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(7(81)), pp. 4-8. doi:http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.72054
8. Tartakovskiy, E., Gorobchenko, O. and Antonovych, A., *Improving the process of driving a locomotive through the use of decision support systems*. // Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies, 2016, 5(3 (83)), pp. 4-11. doi:http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80198
9. Suleimenov, U.S., Moldagaliev, A.B., Zhanabai, N.Z., Ukibaev, M.K., *Prospects of prestress in the metal refining industry constructions*. // Science and Education of South Kazakhstan, 2005, 3. pp. 51-53.
10. Ainabekov, A.I., Arapov B.R., Suleimenov U.S., *Work aerial prepreliminarily strained pipelines under operational loads*. // Science and Education of South Kazakhstan, 2003, 35, pp. 12-14.
11. Mikhailov, V.V., *Prestressed combined and cable-stayed design*. – Moscow, Russia, 2002.
12. Lukin, V.V., Koturanov, V.N., Khokhlov, A.A. and Anisimov P.S., *Design and calculation of cars* [Textbook for high school's railway trans.]. – Moscow, Russia, 2000.
13. Ustich, P.A. and Haba I.I., *Wagon economy* [Textbook for universities railway transport]. – Moscow, Russia, 2003.

Алексей Фомин, д.т.н., доц.,
(профессор каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий)
Антон Стецко
(старший преподаватель каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий)

**АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ДЛЯ СОЗДАНИЯ НАПРАВЛЕННОГО
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ**

В статье представлены особенности и результаты проведенных исследований по определению конструктивных составляющих грузовых вагонов для создания направленного напряженно-деформированного состояния (на основе принципа предварительных напряжений). На основе анализа эксплуатационных повреждений, конструктивной целесообразности и технологических возможностей потенциально обоснованно места создания предварительных напряжений и систематизированы в виде структурно-декомпозиционной схемы. Научно обоснована целесообразность и способы реализации направленного напряженно-деформированного состояния для вагонных конструкций. Схематизировано соответствующим образом.

щие результаты в теории и на примере вагона-цистерны, подтверждена целесообразность реализации предложенного научного подхода для проектирования направленного напряженно-деформированного состояния грузовых вагонов.

Ключевые слова: транспортная механика, грузовой вагон, направленное напряженно-деформированное состояние, несущие системы, предварительно напряженные составляющие.

Alexei Fomin, Ph.D., Associate Professor,

(Professor Department «Cars and Carriage Facilities» State University of Infrastructure and Technology)

Anton Stetsko,

(Senior Lecturer Department «Cars and Carriage Facilities» State University of Infrastructure and Technology)

ANALYSIS OF CONSTRUCTIVE LOAD CARGO CARDS FOR THE ESTABLISHMENT OF DIRECT STRESS-DEFORMED STATE

In the article presents the features and results of conducted researches on the definition of constructive components of freight wagons for creating a directional stress-strain state (based on the principle of previous stresses). On the basis of the analysis of operational damage, constructive feasibility and technological capabilities, the place of the previous stresses is potentially grounded and systematized in the form of a structural-decomposition scheme. The feasibility and methods of realization of the directed stress-deformed state for car designs are scientifically substantiated. The corresponding results are theoretically illustrated on the example of a tank-wagon, the feasibility of the proposed scientific approach for designing the directional stress-strain state of freight cars has been confirmed.

Keywords: mechanical transport, cargo carriage, aiming mode of deformation, load-bearing systems, prestressed components.

Стаття надійшла до редакції 17.09.2017 р.

УДК 629.4.015

Ю. В. Щербина

*(старший викладач кафедри «Вагони та вагонне господарство»,
Державний університет інфраструктури та технологій)*

**РОЗРАХУНОК ЗНОСУ КОНТАКТНОЇ ПАРИ ТЕРТЯ
ШТОК – НАПРЯМНА ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ
КОЛИВАНЬ З ВИКОРИСТАННЯМ СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ
КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

У статті представлений опис найпоширеніших несправностей складових гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100, що призводять до втрати його працездатного стану. В умовах пасажирського вагонного депо на стендовому обладнанні досліджено вплив появи зносів напрямної на роботу гідравлічного гасителя коливань, викладені результати роботи з визначення контактних зусиль фрикційної пари тертя «шток – напрямна» гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100 пасажирського вагона типової й удосконаленої конструкції за методом комп'ютерного моделювання.

У програмному пакеті SolidWorks Motion проведено моделювання роботи механізму з урахуванням динамічних навантажень від кузова вагона на силові елементи демпфувального пристрою. Визначений розподіл контактних зусиль в зоні тертя відповідальної пари «шток –напрямна» та вплив дії бічних горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення амортизатора.

Ключові слова: гідравлічний гаситель коливань, комп'ютерна модель гасителя, працездатний стан, модернізація вузлів, знос

Вступ. У процесі роботи гідравлічного гасителя коливань на вагоні внаслідок контактної взаємодії під дією зовнішніх сил відбувається зношення та пошкодження поверхні його деталей. Шток демпфера та внутрішня поверхня циліндра отримує місцеві виробки, а спряжені елементи – гумові манжети, напрямна, поршневе кільце – зношуються по всій поверхні дотику. При появі зносів деталей гасителя коливань, що перевищують межу гранично допустимих та призводять до повної або часткової втрати працездатності гідравлічних гасителів, суттєво зростають прискорення коливань кузова вагона, погіршуються показники плавності руху, зростає рівень напруженого стану несучих елементів конструкції. Метою написання цієї статті є дослідження контактних зусиль фрикційної пари тертя «шток –напрямна», які виникають під час експлуатації гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів та визначення орієнтовного життєвого циклу при появі зносів за умов визначення граничної кількості циклів розрахунковим методом.

© Щербина Ю. В., 2018

Постановка задачі. Дослідження засобами комп'ютерного моделювання контактних зусиль пари тертя «шток – напрямна», які виникають в процесі їх взаємодії під час руху вагона і призводять до появи зносів. Визначення впливу появи зносів напрямної на працездатний стан гідравлічного гасителя коливань.

Методика і результати розробки. Відповідно до проведеного аналізу технічного стану гідравлічних гасителів коливань в експлуатації встановлено, що до найбільш поширених несправностей належать:

- втрата робочої рідини за рахунок зниження щільності гідросистеми;
- підвищення зазорів у системі «шток – напрямна», внаслідок чого відбувається зменшення параметра опору від максимального до –25% номінального значення;
- послаблення різьбового з'єднання штока з верхньою головкою гідравлічного гасителя коливань, внаслідок багатократних навантажень згину (при перекосах) і розтягу – стискання;
- зриви різьби штока при частому розбиранні, зумовленому заміною гумових ущільнюючих манжет;
- знос та руйнування напрямної та «перекал» металу в робочій зоні штока внаслідок температурного перегрівання, викликаних конструктивними особливостями вузлів кріплень гасителя від дії значних бічних сил при перекосах, що призводить до заклинювання в роботі.

Розподіл основних несправностей поданий на рис. 1.

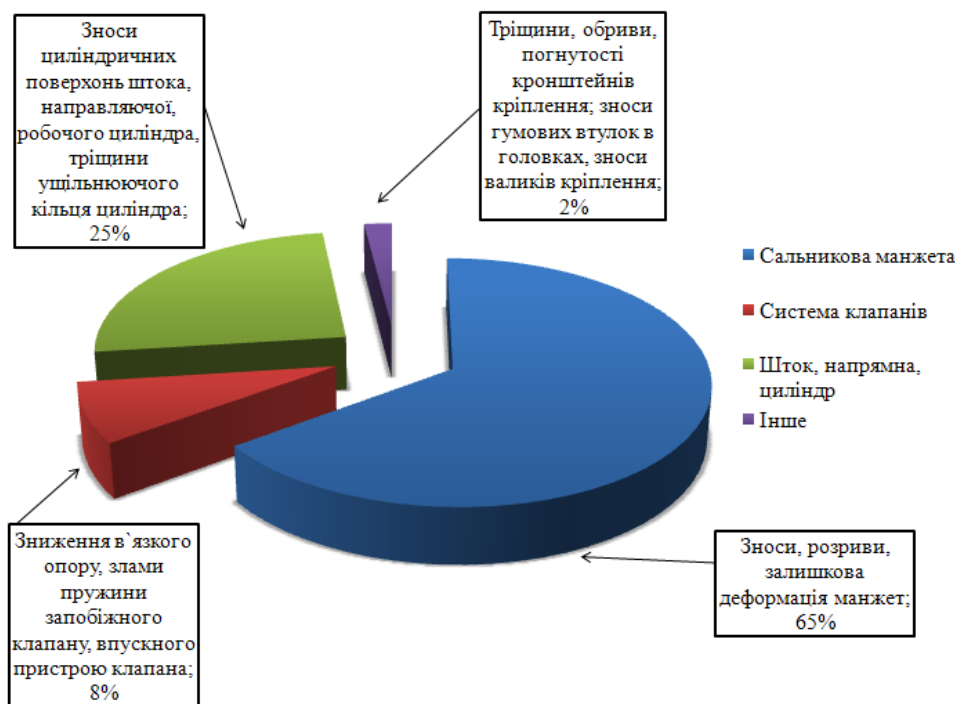


Рис. 1. Діаграма аналізу несправностей складових гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100

Для вирішення питань, пов'язаних з виникненням вказаних несправностей гідравлічних гасителів коливань типу НЦ-1100 авторами статті запропоновано провести комплексну модернізацію їх окремих вузлів [1,2].

У рамках виконаної НДР [3] у вагонному депо Київ-Пасажирський (ВЧД-1) проведена дослідна робота з визначення впливу на працездатність гасителя коливань появ зносів відповідальної пари тертя «шток – напрямна» за «Програмою і методикою дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100» (ПМ.ДЕТУТ 001-2017).

Відповідно до встановленого порядку проведення робіт були підготовлені зразки зношених напрямних з відхиленнями від номінального діаметра в межах 0,03 – 0,12 мм. Випробуванню на стенді типу СВД1 1-0,047 Зав. №022 підлягав гідравлічний гаситель коливань з почергово встановленими зношеними напрямними. Для конкретно встановленої напрямної з вищезазначеними відхиленнями від номінального діаметра визначалась величина параметра опору. Реєстрація показань параметрів опору гасителя коливань виконувалась з записом робочої діаграми і занесенням до Протоколу проведення випробувань.

Величина кільцевого зазору визначається за формулою:

$$EFK = \frac{d_{\max_i} - d_{\min_i}}{2}, \quad (1)$$

де d_{\max_i} – найбільший внутрішній діаметр напрямної, мм

d_{\min_i} – найменший внутрішній діаметр напрямної, мм

i – кількість замірів, $i = 1 \dots 3$

Заміри кільцевих зазорів дослідних зразків напрямних виконані з використанням електронного штангенциркуля ШЦЦ за методикою вимірювань (рис. 2). Вимірювання геометрії внутрішнього діаметра зразка напрямної зображено на рис. 3.

Зразки напрямних, які пройшли відбір за встановленими дійсною Програмою і методикою дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 ПМ.ДЕТУТ 001-2017 величинами кільцевих зазорів, підлягають монтажу на працездатному гасителі для проведення досліджень.

Відповідно до результатів проведених випробувань встановлено, що при кільцевих зносах напрямної 0,02 мм, параметр опору гідравлічного гасителя коливань стає вдвічі менше допустимого мінімального нормативного значення і стрімко падає при подальшому збільшенні величин зазорів, що свідчить про істотний вплив на працездатність гасителя коливань, і надає підстави стверджувати про важливість проведених досліджень.

З метою визначення зусиль, які виникають при контактній взаємодії пари тертя «шток-направляюча» гідравлічного гасителя коливань в програмному комплексі SolidWorks Motion проведено імітацію роботи механізму, за умов, наближених до експлуатаційних.

Вхідними параметрами для проведення розрахунку моделі досліджуваної пари тертя є:

- нормовані геометричні розміри сполучених елементів;
- амплітуда регулярних динамічних навантажень, що передаються на амортизатор під час руху вагона;

- режим руху;
- механічні властивості матеріалів;
- коефіцієнти тертя фрикційної пари;
- параметр не пружного опору руху гасителя коливань.

Розрахункова схема (рис. 5) передбачає фіксацію направляючої в просторі. Поступальні переміщення штока відносно направляючої здійснюються з урахуванням дії вертикальних та бічних зусиль, що передаються на нього від кузова пасажирського вагона і отримані розрахунковим способом в ПК «УМ» при встановленому режимі руху [4].

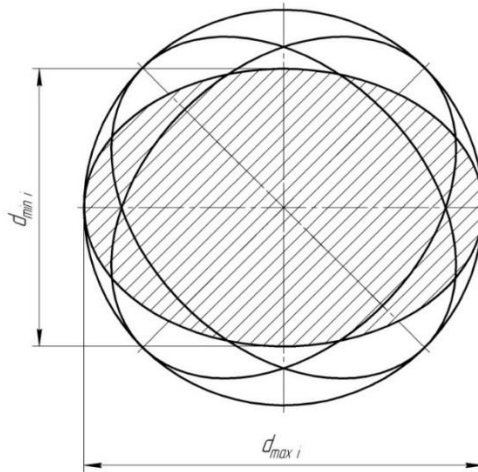


Рис. 2. Графічне відображення визначення кільцевого зазору внутрішнього діаметра



Рис. 3. Вимір внутрішнього діаметра напрямної цифровим штангенциркулем

Графічне відображення результатів досліджень подане на рис. 4.

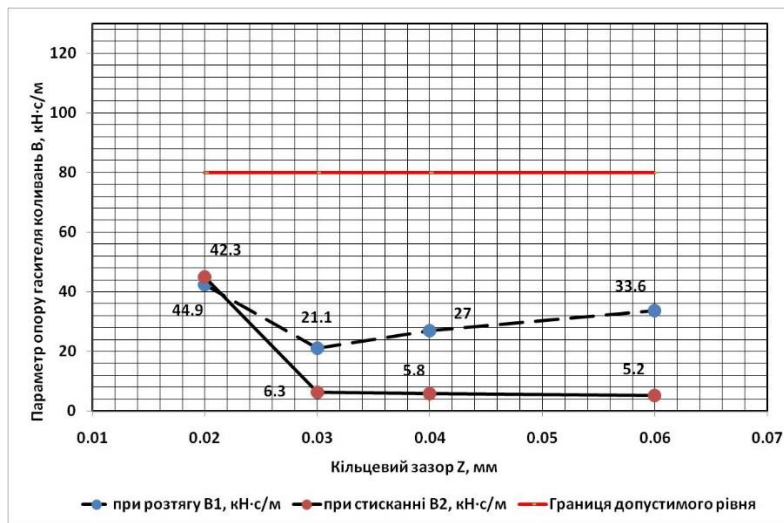


Рис. 4. Графік змін параметрів опору залежно від зносів напрямної гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100

За результатами проведеного розрахунку визначений розподіл контактних зусиль пари тертя «шток – напрямна», поданий на рис. 6.

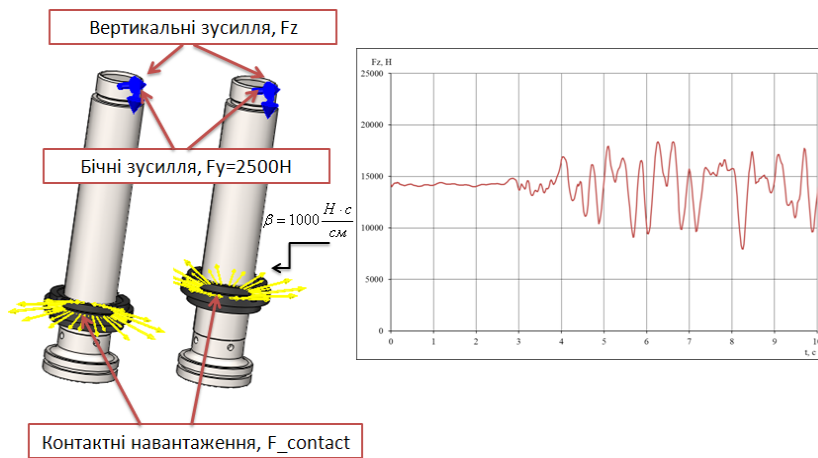


Рис. 5. Схема прикладення навантажень до штоку з урахуванням сил непружного опору β та вертикальних сил при розрахунковій швидкості руху $V=80$ км/год

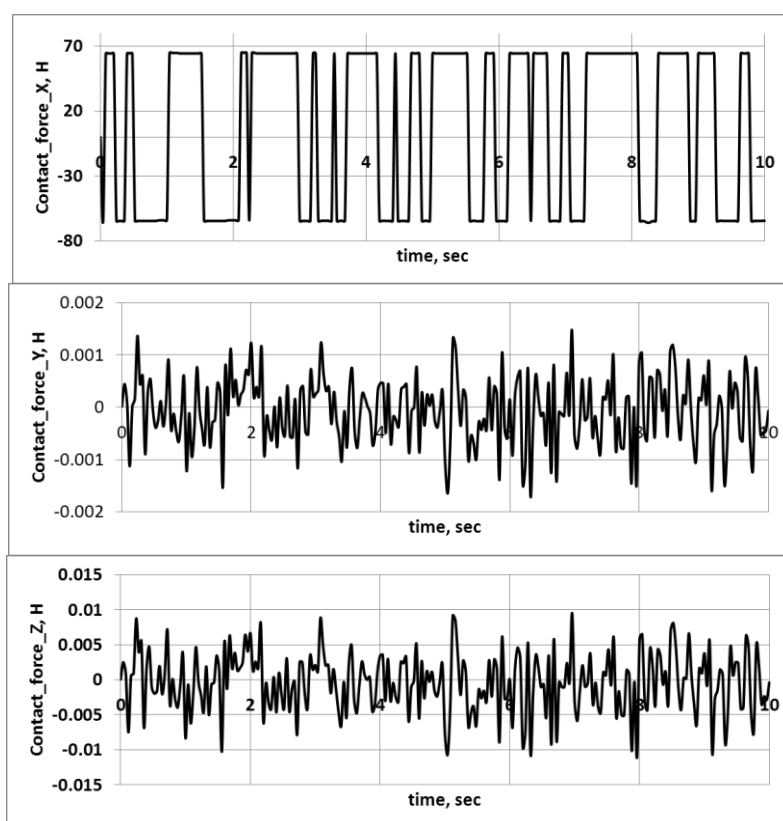


Рис. 6. Графічна залежність контактних зусиль фрикційної пари «шток – напрямна» за часом моделювання $t = 10$ сек.

З метою запобігання, або зменшення появи зносів напрямної, що призводить до втрати працездатності амортизатора, за розробленим проектом удосконалення конструкції гідравлічного гасителя коливань передбачено використання конусних втулок [1], які дозволяють здійснити кутові переміщення, і тим самим максимально зменшити бічні навантаження, що передаються на фрикційну пару шток – напрямна. Тому в розрахунковій схемі (рис. 5) з визначення контактної задачі елементів тертя удосконаленого гасителя коливань прикладені лише вертикальні зусилля, без урахування бічних навантажень.

Отриманий розподіл контактних зусиль пари тертя «шток – напрямна» модернізованого гасителя коливань, поданий на рис.7.

Враховуючи постійну циклічність дії поздовжніх навантажень під час руху вагона, які передаються на вузли кріплення гасителя, можна стверджувати про їх негативний вплив на елементи гасителя коливань та окремо – на відповідальні пари тертя, від яких безпосередньо залежить працездатність роботи амортизатора. Проведені розрахункові дослідження з визначення контактних зусиль фрикційної пари свідчать про те, що дія бічних зусиль призводить до появи нерівномірного зносу спряжених поверхонь.

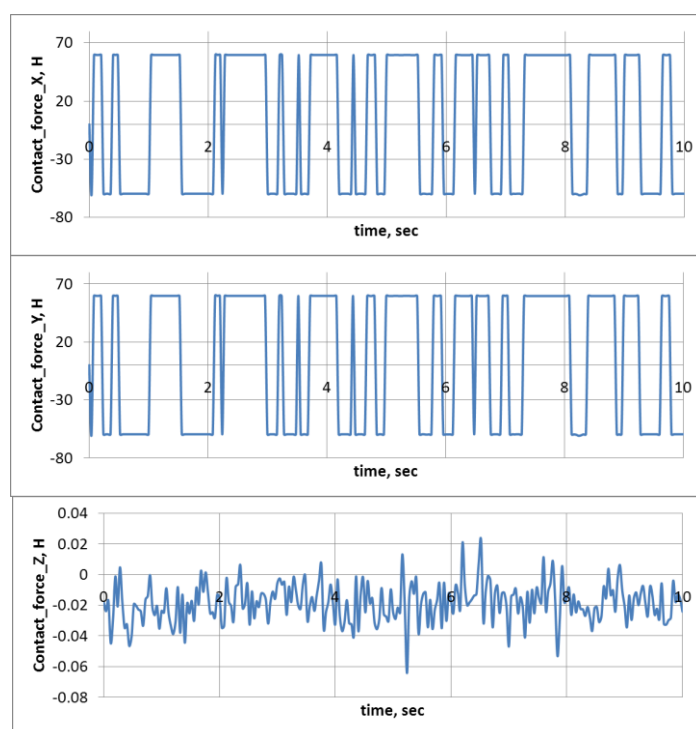


Рис. 7. Графічна залежність контактних зусиль фрикційної пари «шток-напрямна» за часом моделювання $t = 10$ сек.

Відомо, що для визначення зносу контактуючих елементів в інженерній практиці широко застосовується методика розрахунку за теорією Дж. Арчарда [5].

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{S}{H}, \quad (2)$$

де K – коефіцієнт зносу, мм/мм
 F – нормальна сила вузла контакту, Н
 S – відстань відносного переміщення поверхонь тертя, м
 H – твердість матеріалу (поліамід), Па

Отже, при розрахунково-визначеній нормальній силі контакту з урахуванням відстані відносного переміщення поверхонь тертя отримаємо:

$$Q = 1 \cdot 10^{-8} \cdot 60 \cdot \frac{0,04}{130 \cdot 10^6} = 1,846E - 16 \text{ м}^3$$

Для визначення дійсного об'ємного зносу внутрішнього кільця напрямної (відповідно до проекту модернізації) використано програмний пакет SolidWorks [6]. При зміні геометричних розмірів внутрішнього кільця напрямної до гранично допустимих розмірів (рис. 8) об'ємний знос внутрішнього кільця становитиме $dV = 44,386 \text{ мм}^3$.

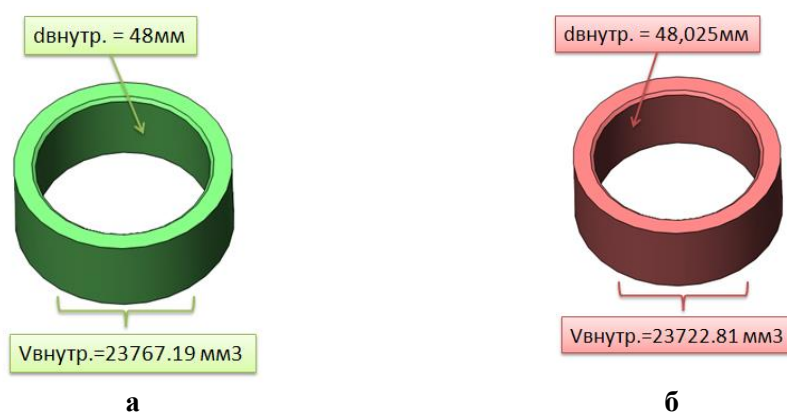


Рис. 8. Внутрішня втулка напрямної
a – не зношена; *б* – гранично зношена

Тоді, орієнтовна кількість циклів до настання граничного зносу при встановлених умовах контакту та переміщенні штоку по внутрішній поверхні кільця направляючої буде розрахована за формулою (3) і становитиме $C_{life} = 240427047.1$ циклів:

$$C_{life} = \frac{dV}{Q}, \quad (3)$$

Отже, за умови відомої величини граничної кількості циклів роботи фрикційної пари в умовах експлуатації можна розрахувати орієнтовний граничний термін служби та періодичність планової заміни, до моменту виходу з ладу.

Висновки. На підставі виконаних досліджень та проведеного аналізу:

1. Встановлені найхарактерніші несправності гідравлічного гасителя коливань, які призводять до відмов в його роботі. Так, до найпоширеніших належать зноси відповідальних пар тертя пристрою – 25%, розриви, залишкова деформація сальникових манжет – приблизно 65%.

2. Проведені стендові дослідження впливу появи кільцевих зносів гідравлічного гасителя коливань на його працездатність. Встановлено, що при появі кільцевих зносів напрямної понад 0,02 мм спостерігається різке зниження параметра опору, яке вдвічі менше допустимого значення нижньої границі.

3. За результатами розрахункових досліджень встановлено, що при контакті «шток – напрямна», за умови відсутності дії бічних сил, контактні сили в горизонтальній площині мають однотипний характер та співпадають за величинами, а у разі дії бічного навантаження стають різними, що загалом свідчить про появу нерівномірного зносу контактної пари.

4. Для оцінки гранично допустимого рівня зносів за методикою розрахунку об'ємного зносу згідно з теорією Дж. Арчарда пропонується розраховувати життєвий цикл з урахуванням просторової геометрії гранично зношеної деталі за встановленими нормативними документами.

5. Запропоноване проведення комплексної модернізації гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 передбачає вирішення низки питань, пов'язаних з технічною недосконалістю амортизатора, зниженням виникнення несправностей, що призводять до втрати працездатності і безпосередньо впливають на динамічні показники

пасажи́рського вагона, забезпеченням більш високої надійності гідромеханічного апарату в умовах експлуатації. Особливу увагу в даній статті приділено питанням визначення сил контактної взаємодії та впливу дії бічних сил, що передаються від вагона до демпфера, на зноси фрикційних пар механізму гасіння коливань, розрахунку граничного зносу за прийнятою методикою. Виконані розрахунки дають підставу стверджувати про прийнятність результатів для виготовлення дослідних зразків та подальшого проведення дійсних експериментальних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Ищенко В.М., Щербина Ю.В.* Підвищення ефективності роботи гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ шляхом конструктивних змін. // Вісник СХУ ім. В.Даля – №4 (234) – 2017. – С. 106-110.
2. *В.М. Ищенко, Ю.В. Щербина (Україна).* / Патент на корисну модель № 118226 від 25.07.2017 р. (бюл. № 14/2017) Гідравлічний гаситель коливань
3. *Звіт з НДР (ДЕТУТ) № держреєстрації №0116U008469, зареєстрований УкрІНТЕІ за обліковим номером ОК №0217u003589 від 23.05.17 – 127 с.*
4. *Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В.* Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2007. – Вип.12. – С. 75-82.
5. *Archard, J.F.* (1953) Contact and rubbing of flat surface, J Applied Physics, 24: 981–988.
6. *Paul Kurowski.* Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation, 2016, 500p.

REFERENCES

1. *Ishchenko V., Scherbina Yu.* Підвищення ефективності роботи гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ шляхом конструктивних змін //Вісник СХУ ім. В. Даля – №4 (234) – 2017. – С.106-110.
2. *Ishchenko V., Scherbina Yu.* (Україна) Патент на корисну модель № 118226 від 25.07.2017р. (бюл. № 14/2017) Гідравлічний гаситель коливань.
3. *Звіт з НДР (ДЕТУТ) № держреєстрації №0116U008469, зареєстрований УкрІНТЕІ за обліковим номером ОК №0217u003589 від 23.05.17 – 127 с.*
4. *Chernyak G., Scherbina Yu.* Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2007. – Вип.12. – С. 75-82.
5. *Archard, J.F.* (1953) Contact and rubbing of flat surface, J Applied Physics. 24: 981–988.
6. *Paul Kurowski.* Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016, 500p.

Ю. В. Щербина

(старший преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ГУИТ)

РАСЧЕТ ИЗНОСА КОНТАКТНОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ ШТОК – НАПРАВЛЯЮЩАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОВРЕМЕННЫХ СРЕДСТВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В статье представлено описание наиболее распространенных неисправностей составляющих гидравлического гасителя колебаний типа НЦ-1100, которые приводят к потере его работоспособного состояния. В условиях пассажирского вагонного депо на стендовом оборудовании исследовано влияние появления износов направляющей на работу гидравлического гасителя колебаний,

изложены результаты работы по определению контактных усилий фрикционной пары трения «шток-направляющая» гидравлического гасителя колебаний НЦ-1100 пассажирского вагона типовой и усовершенствованной конструкции.

В программном пакете SolidWorks Motion проведено моделирование работы механизма с учетом динамических нагрузок от кузова вагона на силовые элементы демпфирующего устройства. Установлено распределение контактных усилий в зоне трения ответственной пары «шток – направляющая» и влияние воздействия боковых горизонтальных усилий, которые передаются на узлы крепления амортизатора.

Ключевые слова: гидравлические гасители колебаний, компьютерная модель гасителя, работоспособное состояние, модернизация узлов, износ

Yuri Scherbina

(Senior Lecturer Department «Cars and Carriage Facilities» State University of Infrastructure and Technology)

CALCULATION OF THE WEAR OF CONTACT FRICTION PAIR STOCK – GUIDE HYDRAULIC DAMPER WITH USING THE MODERN COMPUTER MODELING METHODS

The article presents a description of the most common faults of components of the hydraulic damper of oscillations of type НЦ-1100, which lead to the loss of its operable state. In the conditions of the passenger wagon depot on the bench equipment, the effect of the wear of the guide on the operation of the hydraulic damper of vibrations is investigated, the results of the work on determining the contact forces of the frictional friction pair «rod-guide» of the hydraulic shock absorber НЦ-1100 of a typical and improved passenger car are described.

In the software package SolidWorks Motion, the robots of the mechanism are modeled taking into account the dynamic loads from the car body to the power elements of the damping device. The distribution of contact forces in the friction zone of the responsible rod-guide pair and the effect of lateral horizontal forces, which are transmitted to the shock-absorber attachment points, are established.

Keywords: hydraulic dampers, a computer model damper, working condition, modernization of units, wear.

Стаття надійшла до редакції 30.10.2017 р.

УДК 629.4.014.4

М. Я. Валігура

*(старший викладач кафедри «Вагони та вагонне господарство»,
Державний університет інфраструктури та технологій)*

РОЗВИТОК ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

У статті розглянуті науково-практичні аспекти становлення і розвитку пневматичних систем автоматичних гальм, які використовувались на залізницях Америки, Європи і Азії з 80-х років XIX століття.

Проведені дослідження конструктивних особливостей гальмових систем пасажирського і вантажного рухомого складу провідних світових фірм по гальмовому обладнанню, таких як Вестінгауза (Westinghouse), Кунце-Кнорра (Kunze-Knorr), а також менш розповсюджених Гарді, Фів-Лілл, Нью-Йорк і деяких інших.

Представлений подальший розвиток гальмових систем з регулюванням гальмового натиснення, залежно від швидкості руху поїзда, та наявності протитюзного захисту і використанням дискових гальм та застосуванням електричних датчиків підсистем протитюзного захисту і швидкісного регулювання.

Також в статті розглянуто розвиток гальмових систем на залізницях України протягом XX століття у відповідності з розвитком залізниць СРСР, надані характеристики гальмових систем залежно від швидкості розповсюдження гальмової хвилі.

Ключові слова: гальмові системи, повітророзподільник, гальмовий циліндр, вагон, протитюзний захист, швидкісне регулювання, дискове гальмо.

Вступ. Розвиток залізничного транспорту пов'язаний із збільшенням ваги, довжини і швидкості руху поїздів, що висуває високі вимоги до надійності гальмового обладнання та безпеки руху. Надійність роботи гальмового обладнання залежить від конструктивних особливостей гальмових приладів і схем гальмового обладнання. Розвиток і удосконалення гальмових приладів пневматичних і електропневматичних гальмових систем відбувається з 80-х років XIX ст. і продовжується удосконалюватись і в даний час.

Постановка задачі. Дослідження розвитку гальмового обладнання і гальмових систем рухомого складу, його розвиток як на залізницях Америки, Європи і Азії, так і на залізницях України протягом XX ст. у відповідності з розвитком залізниць СРСР. **Виклад основного матеріалу.** Сучасне компонування пневматичних гальмових систем залізничного рухомого складу в цілому було отримане «еволюційним» шляхом ще на початку XX ст. Вже на той час на залізницях Америки, Європи та Азії,

© Валігура М. Я., 2018

серед найпоширеніших, знаходяться в експлуатації такі системи пневматичних автогальм як Вестінгауза (Westinghouse) [1, с. 434-439] і Кунце-Кнорра (Kunze-Knorr) [2], а також менш розповсюджені: Гарді, Фів-Лілль, Нью-Йорк і деякі інші [3].

Залізниці України походять від залізниць колишнього СРСР, які, в свою чергу, походять від залізниць царської Росії. На останні найбільший вплив стосовно гальм мали конструкції, що були розроблені у США. Стисло, але достатньо повно, історію залізничних гальм США від самого початку до 1936 р. викладено у перекладі матеріалів звіту Тягового дорадчого комітету Головному координатору транспорту США [1, с. 45-47, 713-728]. Слід зауважити, що при відновленні економіки США після «Великої депресії» залізниці не було обрано як пріоритетний вид транспорту і така певна «другорядність» щодо залізниць всередині США зберігається дотепер.

З кінця ХІХ ст. на залізницях США, відповідно до ААР, гальмові системи пасажирських вагонів мали позначення, що складались з двох латинських літер: перша вказувала на тип ПР, а друга – на тип ГЦ. Найпершою з таких систем стали гальма РМ, які було введено у 1890 р.

Гальмо РМ схематично зображено на рис. 1, де позначено: 1 і 21 – з'єднувальна головка із заглушкою 18, яка ланцюгом закріплена на рамі вагона; 2 – отвір, що направлено вгору, для відгалуження ГМ; 3 – трійник; 4 і 19 – кінцевий кран 1 1/4"; 5 і 20 – з'єднувальний рукав 1 3/8"; 6 – роз'єднувальний кран 1"; 7 – пиловловлювач; 8 – потрійний клапан типу Р; 9 і 17 – труба 3/4"; 10 – спускний кран 1/2"; 11 – ЗР; 12 – ГЦ типу М; 13 – авторегулятор ГВП; 14 – редуційний клапан; 15 – ГМ 1 1/4"; 16 – стоп-кран.

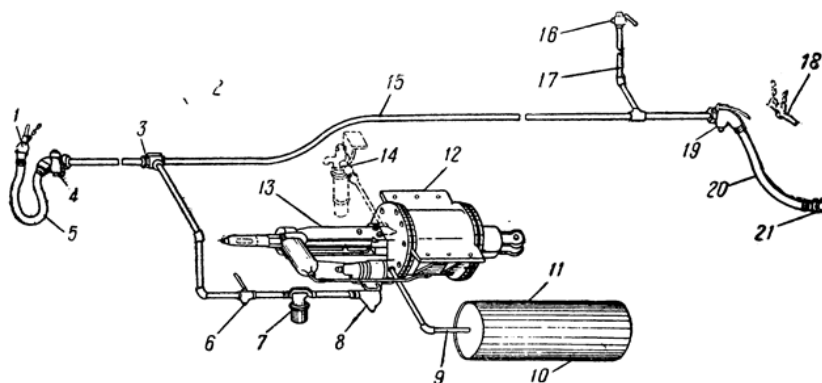


Рис. 1. Схема будови гальма типу РМ [1, фіг. 652, С. 718]

Гальмо РМ було розроблене спеціально для пасажирських вагонів. Його особливістю був «редуційний клапан» (поз.14 на рис.1), що діяв лише під час ЕГ і забезпечував найбільший тиск у ГЦ на початку гальмування з поступовим зменшенням до нормальної величини аби унеможливити юз (тобто таке собі дворежимне гальмове натиснення за якого перехід від збільшеного натиснення на звичайне відбувається через наперед заданий час). Цікаво, що з точністю до діаметрів труб компонування гальма РМ відповідає колодковому автогальму пасажирських вагонів колії 1520 мм колишнього СРСР і в зазначеній частині зберігається дотепер на залізницях України.

З 1906 р. відповідно до збільшення кількості вагонів у складі пасажирського поїзда у США було введено гальмо типу LN, яке подано на рис. 2, де позначено: 2 і 23 – з'єднувальна головка із заглушкою 19, яка ланцюгом закріплена на рамі вагона; 3 – трійник; 4 і 20 – кінцевий кран 11/4"; 5 і 22 – з'єднувальний рукав 13/8"; 6 і 24 – роз'єднувальний кран 1"; 7 – ЗР; 8 і 26 – спускний кран 1/2"; 9 і 18 – труба 3/4"; 10 – пиловловлювач; 11 – фільтр; 12 – потрійний клапан типу L; 13 – авторегулятор ГВП; 14 – ГЦ типу N; 15 – ГМ 11/4"; 16 – клапан затримки; 17 – стоп-кран; 21 – тяга; 25 – додатковий резервуар.

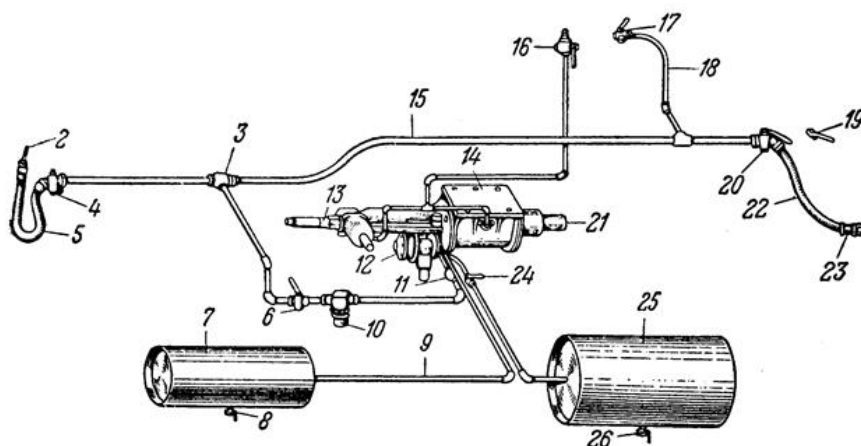


Рис. 2. Схема будови гальма типу РМ [1, фіг. 657, С. 720]

Гальмо типу LN є подальшим вдосконаленням гальма типу РМ. А саме було (при збереженні всіх функцій гальма типу РМ) додано: додаткове розрядження ГМ кожним вагоном при СГ, пришвидшене зарядження ЗР після СГ (із додаткового резервуара) та можливість ступінчастого розгальмовування. Вказане додаткове розрядження ГМ пізніше стало «стандартом» і зберігається дотепер, зокрема на гальмах залізниць колії 1520 мм незалежно від роду служби вагона.

Пошук конструкції пасажирського гальма, яке б давало можливість застосувати ЕГ у будь-який момент, навіть одразу після ПСГ без перезарядження, привів до появи гальма типу РС. Також гальмо типу РС давало більшу чутливість та рівномірність при СГ та відпуску порівняно з попередніми типами.

Гальмо типу РС з фрагментом ГВП подано на рис. 3, де позначено: 1 і 28 – кронштейн; 2 – важіль стоянкового гальма; 3 і 32 – з'єднувальна головка із заглушкою; 3 – трійник; 4 і 33 – кінцевий кран 11/4"; 5 і 31 – з'єднувальний рукав 13/8"; 6 – ЗР для СГ; 7 – спускний кран 1/2"; 8 – пиловловлювач; 9 – ПР типу 3-Е; 10 – фільтр; 11 – труба 3/4"; 12 – роз'єднувальний кран 1"; 13 і 42 – тяга; 14 і 39 – кронштейн ЗР; 15 – роз'єднувальний кран 5/4"; 16 (30), 17 (37), 19 (27) і 20 (29) – відповідно тяга, ланцюг, куліса та важіль стоянкового гальма; 18 – ГЦ для ЕГ; 36 і 41 – горизонтальний важіль; 21 – ГМ 11/4"; 22 і 24 – труба 1"; 23 – ЗР для ЕГ; 25 і 35 – авторегулятор ГВП; 26 – ГЦ для СГ; 34 – стоп-кран; 38 і 40 – допоміжні тяги.

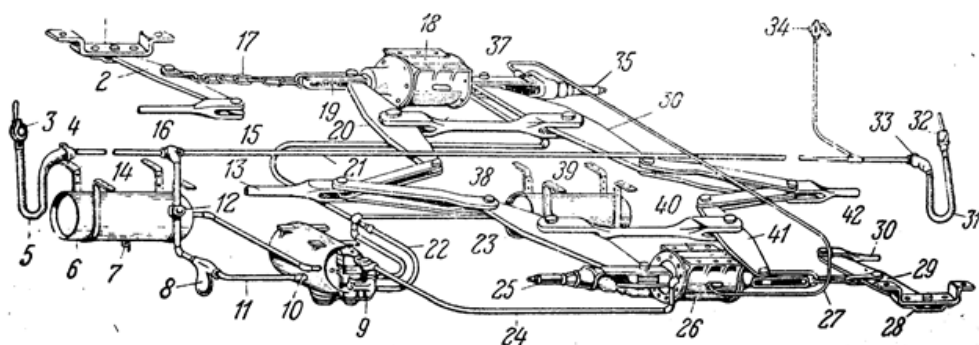


Рис. 3. Схема будови гальма типу РС [1, фіг. 662, С. 722]

Як видно з рис. 3 можливість ЕГ у будь-який момент досягнуто за рахунок подвоєння кількості ЗР і ГЦ та відповідного ускладнення ГВП. Таке технічне рішення виявилось економічно витратним і не набуло значного розповсюдження не тільки в США, але й у світі не знайшло підтримки.

З 1914 р. в США було введено гальмо типу УС, яке зображене на рис. 4, де позначено: 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8 і 9 – штуцери кронштейна ПР для під'єднання труб з діаметром проходу, відповідно: $\frac{3}{4}$ " для ЗР; $\frac{1}{2}$ " для резервуара ЕГ; для випуску повітря з ГЦ; $\frac{5}{4}$ " для ГМ; 1" для резервуара СГ; 1" для резервуара ЕГ; 1" для ГЦ при ЕГ і 1" для ГЦ при СГ; 10 – кран «затримки»; 11, 24 і 35 – труба з діаметром проходу $\frac{3}{4}$ "; 12, 15 і 22 – кран для зливу конденсату; 13 і 14 – резервуари СГ і ЕГ відповідно; 16 – трійник $5/4 \times 5/4 \times 1$ "; 17 – з'єднувальна головка із заглишкою; 18 і 34 – кінцевий кран; 19 і 32 – з'єднувальний рукав; 20 – роз'єднувальний кран 1"; 21 – ЗР; 23 – пиловловлювач; 25 – ПР типу U-12-BC; 26 – ГЦ; 27 – роз'єднувальний кран 1" для можливості підключення другого ГЦ; 30 та 30а – з'єднання та труба 1" при двох ГЦ на вагоні; 31 – з'єднувальна головка; 33 – заглишка для з'єднувальної головки; 36 – стоп-кран.

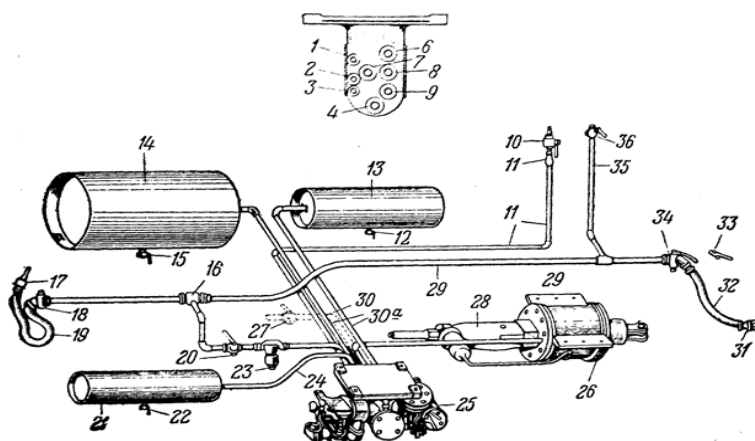


Рис. 4. Схема будови гальма типу УС [1, фіг. 662, С. 722]

На свій час гальмо типу УС розв'язувало практичну технічну задачу – воно мало властивості, як мінімум, не гірші за гальмо типу РС при одному ГЦ. Але в сенсі цього

огляду, гальмо типу UC заслуговує на увагу з трьох рис, які дозволяють стверджувати, що це гальмо є джерелом від якого походять усі схеми будови гальм залізничних пасажирських вагонів ХХ ст., як колії 1435 мм UC (у більшому ступені), так і колії 1520 (1524) мм. Перша риса – можливість паралельного підключення двох однакових ГЦ, завдяки чому воно забезпечувало простий перехід до повізкового гальмування. Друга – компоновання штуцерів на кронштейні ПР, що повторюється дотепер, наприклад, у гальмі типу KE-GPR фірми Knorr-Bremze. Третя – це гальмо передбачало варіант типу UCE з доданням електричних приладів, що запроваджувало ЕПГ як основний різновид керування гальмуванням (неавтоматичне), та ПГ – як резервний, тобто «гальмо безпеки» (автоматичне).

Подальший розвиток пасажирських гальмових систем у світі (вже після обох світових війн) йшов шляхом додавання до розглянутого гальма типу UCE підсистем із зворотнім зв'язком (який забезпечували пневматичні датчики): а) регулювання гальмового натиснення залежно від поточної швидкості руху чи скорочено «швидкісного регулювання» та б) протиюзного захисту. Такий перелік став своєрідним «стандартом» і був втілений майже у всіх провідних фірмах, наприклад: а) гальмо фірми Oerlikon з ПР EST/R [4, рис. 38]; б) гальмо фірми DAKO-R з ПР DAKO-CV1R [5, рис. 47]; в) гальмо фірми Knorr-Bremze з ПР KES [4, рис. 37].

Остання з названих гальмових систем показана на рис. 5, де позначено: 1 – з'єднувальні рукава; 2 – кінцеві крани; 3 – стоп-кран залізниць колії 1520 мм; 4 – ГМ з діаметром проходу 1¼"; 5 – ПР типу KES (5а – головна частина типу KE0cSL, 5б – прискорювач EG типу EB3, 5в – кронштейн, 5г – реле тиску типу Dü21/1,7); 6 – кнопковий клапан з манометром; 7 – скоба випускного клапана; 8 – ручка привода роз'єднувального крана; 9 – ручка перемикача режимів гальма; 10 – резервуар (об'ємом 9 л) прискорювача EG; 11 – пневмодроселі (кожен з отвором діаметром 2 мм); 12 – фільтр; 13 – швидкісний регулятор типу Ag 11; 14 – резервуар об'ємом 5 л; 15 – ЗР додатковий (загальний об'єм 200 л); 16 – ЗР основний (загальний об'єм 150 л); 17 – стоп-кран залізниць колії 1435 мм; 18 – скоби стоп-крана з тросовим приводом; 19 – ГЦ (із внутрішнім діаметром 18"); 20 – запобіжні клапани; 21 – осьові датчики протиюзного пристрою типу MWX; 22 – скидаючий клапан типу MWA 15; 23 – манометр тиску в ГЦ.

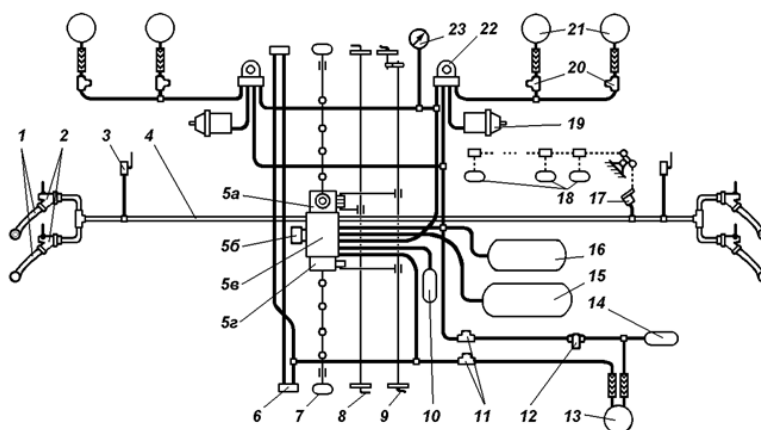


Рис. 5. Схема будови гальма вагона габариту RIC [6, рис. 2.5]

Наступним етапом еволюції гальмових систем став перехід до дискових гальм та застосування електричних датчиків підсистем протиюзного захисту і швидкісного

регулювання (за наявності останньої), а також інформаційно-діагностичних підсистем. При цьому дискові гальма викликали появу гальмових систем командного типу, тобто коли ПР працює разом із робочим резервуаром (замість ГЦ), а тиском повітря в усіх ГЦ керує пневматичне реле-повторювач. Щодо інформаційно-діагностичних підсистем, то вони вирізняються величезним діапазоном функцій від простого відображення поточного стану гальма (загальмовано / розгальмовано / вимкнено) аж до автоматизованого діагностування дефектів складових гальмової системи [7]. Як втілений приклад сучасного підходу можна навести гальмову систему пасажирського вагона типу «Україна-2» побудови ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» [8]. Цю систему подано на рис. 6, де позначено: 1 – з'єднувальні рукава; 2 – кінцеві крани; 3 – ГМ; 4 – стоп-крани; 5 – напірна магістраль; 6 – трійник; 7 – зворотний клапан із фільтром; 8 – триходовий кран; 9 – ЕПР; 10 – роз'єднувальний кран; 11 – ПР; 12 – випускний клапан; 13 і 14 – додаткові резервуари; 15 – реле тиску; 16 – робочий резервуар; 17 – ЗР; 18 – запобіжний клапан; 19 – світловий показчик; 20 – електричні осьові датчики; 21 – скидаючі клапани; 22 – колісні пари; 23 – ГЦ; 24 – мікропроцесорний блок керування підсистемою протиюзного захисту.

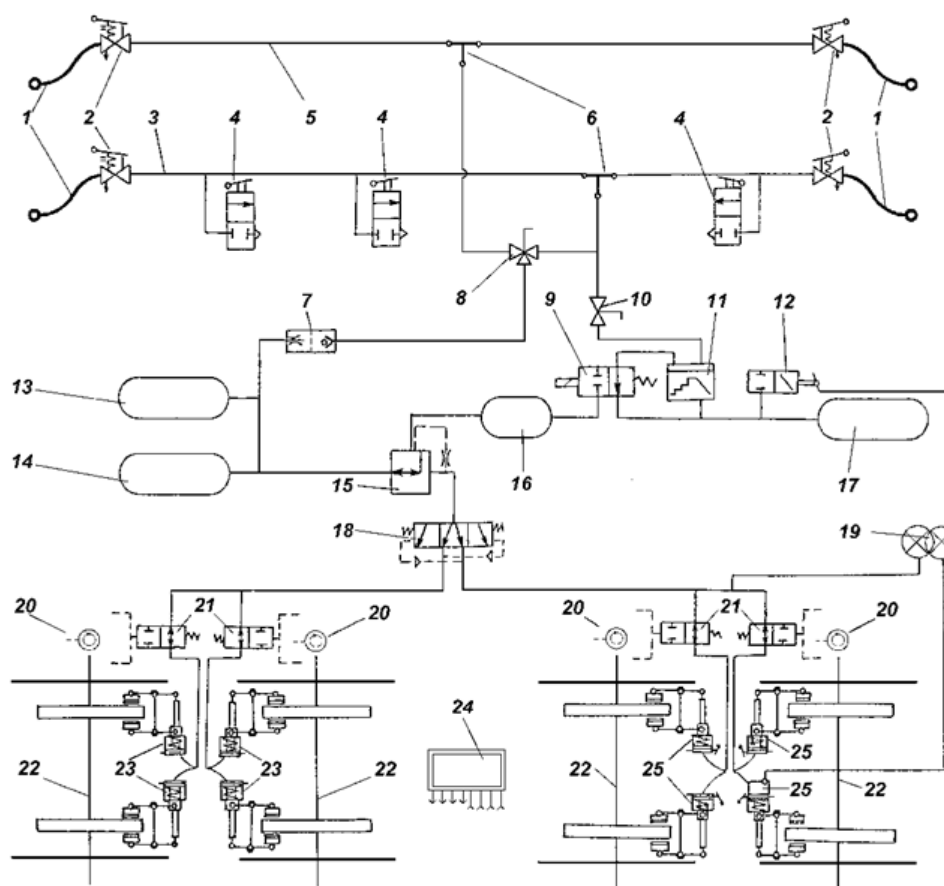


Рис. 6. Гальмова система вагона «Україна-2» [6, рис. 6.3]

Цікавою особливістю системи за рис. 6 є можливість включення такого вагона або до складу поїзда з локомотивною тягою (тоді використовують лише ГМ), або до складу електропоїзда.

У цілому, галузь залізничного гальмобудування є специфічною і у світі порівняно мало фірм, які працюють у цій царині. Особливо це можна сказати про теперішні часи, коли пройшли процеси концентрації капіталу. Найбільш конкурентним середовищем виступає Об'єднана Європа, де відомі такі транснаціональні корпорації: Knorr-Bremse (головний офіс у Німеччині), SAB Wabco (головний офіс у Швеції). Тут також діють: Oerlikon (у Швейцарії), Faiveley (у Бельгії та Франції), ДАКО (у Чехії та Словаччині). На залізницях США та Великої Британії монополієне становище щодо гальм займає фірма Westinghouse Brakes (США). На теренах колишнього СРСР у ХХІ ст. монополістом з виготовлення більшості гальмових приладів залізничного рухомого складу став холдинг «Трансмаш» (РФ).

Радянський період історії гальмових систем на залізницях України можна добре прослідкувати за фаховими довідниками [9, 10, 4]. При цьому, залізниці колишнього СРСР, особливо по відновленні економіки після другої світової війни, були за обсягами експлуатаційної роботи на першому місці в світі, що викликало відповідний бурхливий розвиток, зокрема гальмових систем. У цій роботі достатньо буде лише віддати шану корифеям, оскільки розвиток гальмових систем колишнього СРСР вже неодноразово виконаний попередниками та міститься у навчальних виданнях, наприклад, [14, 11, 12, 13].

«Батьком» радянського залізничного автогальма є Флорентій Піменович Казанцев (1876 – 1940). У 1908 р. він розробив оригінальну схему, а у 1909 р. – модель свого автоматичного двопровідного прямодіючого гальма. У 1923 р. таким гальмом було облаштовано перший дослідний поїзд. За наступний рік Ф.П. Казанцев досяг для гальма власної конструкції таких двох важливих якостей як невиснаженість і ступінчастий відпуск, причому вже для однопровідного варіанта, що отримало скорочену назву «АП-1». Цей удосконалений варіант на порівняльних випробуваннях, які відбувались на Закавказькій залізниці у 1925 р., впевнено переміг титуловане німецьке гальмо Кунце-Кнорра. Тоді назване гальмо Казанцева було прийняте для вантажного рухомого складу СРСР як єдине. Гальмо «АП-1» належало до так званого «жорсткого» типу, який більш придатний для крутих ухилів. Тому П.Ф. Казанцевим наступним було розроблене гальмо «К» напівжорсткого типу для рівнинних профілів колії, яке було введено у експлуатацію з 1929 р. Обидві зазначені схеми гальм докладно розглянуто в книзі [15, с. 10-14]. Особливо слід наголосити на тому, що названі гальма П.Ф. Казанцева, так само як і решта гальмових систем цього автора («жорстка» АП-2 та «м'які» К-1 і К-2), мали ПР клапанно-діафрагменої конструкції. Така конструкція на кілька десятиліть випередила світову думку в царині гальмобудування – тільки після другої світової війни у Франції фірмою Шармільль було запроваджено подібне рішення [12, с. 15]. А на колії 1520 мм повернення «до витоків» відбулось лише з 2003 р., коли на ВАТ «МТЗ-Трансмаш» (РФ) розробили клапанно-діафрагменні ПР типів 241 і 242 [16, с. 70 – 76].

Другим за хронологією видатним гальмобудівником колишнього СРСР став Іван Костянтинович Матросов (1886 – 1965). Він першим у світовій практиці досяг для залізничної гальмової системи незалежності часу наповнення гальмового циліндра ані від режиму дії, ані від внутрішнього об'єму останнього, тобто від величини ви-

ходу штока, при чому навіть за наявності незначної нещільності. Це гальмо І.К. Матросова системи М-320 було визнано кращим у порівняльних випробуваннях, які тривали у 1929 – 1931 рр. серед радянських винахідників (хоча суперниками тоді були гальма таких видатних авторів як Ф.П. Казанцев та Б.Л. Карвацький). Також І.К. Матросов є винахідником багатьох складових залізничної гальмової пневматичної системи, а саме, таких приладів, як: авторежим (автоматичний регулятор режимів гальмування залежно від навантаження вагона), подвійний випускний клапан, регулятор подвійного тиску ходу повітряного насоса, кінцевий кран, повітродозподільники 320, 135, 270 002, 292 (перші три вантажного типу, а останній – пасажирського). Також ним було створено гальмову систему рухомого складу метрополітену та інші винаходи і технічні вдосконалення. Практично весь типажний ряд ПР поршнево-золотникової конструкції для рухомого складу залізниць колії 1520 мм було створено безпосередньо або під керівництвом І.К. Матросова. Йому ж належить винахід першого у СРСР універсального (і для вантажного, і для пасажирського магістрального рухомого складу) ПР типу М 47.

Для галузі гальмобудування залізниць колії 1520 мм багато в теоретичному та практичному сенсі зробили: В.Ф. Єгорченко, Б.Л. Карвацький, В.М. Казарінов, В.Г. Іноземцев, Д.Е. Кармінський, П.Т. Гребенюк, Е.І. Галай, М.І. Глушко, В.Р. Асадченко та ін.

Інтегральним показником ефективності гальмової системи є величина швидкості розповсюдження гальмової хвилі, яку забезпечує ПР. У табл. 1 подано дані для приладів різних часів, де скорочено: 1СГ – перша ступінь гальмування при зниженні тиску в гальмовій магістралі на 0,5 кг/кв.см; ПСГ – повне службове гальмування; ЕГ – екстрене гальмування [10, с.776; 4, с.159; 5, с.186; 17, с.4; 15, с.232].

Таблиця 1. Швидкість гальмової хвилі, м/с

Тип або № ПР	Рід гальма	1СГ	ПСГ	ЕГ
М-320	вантажне	120	140	160
МТЗ-135	вантажне	140	150	170...180
216, 217, 218, 219	пасажирське	50	50...60	160...170/70
292-001	пасажирське	150	160	190/180
270-002	вантажне	160...165	170	200
270-005	вантажне	180...200	200...210	220...230
270-007	вантажне	230	235	250
483	вантажне	280	280	300
242-1	пасажирське	?	170	250
KE _s (Knorr)	пасажирське	?	?	250
ESt4d (Oerlikon)	пасажирське	?	250	250

Примітки: 1. Дані (за наявності прискорювача ЕГ) в чисельнику при увімкненому прискорювачі, а у знаменнику – при вимкненому.

2. «?» – дані, що не регламентовано технічною документацією.

Висновки. На підставі виконаних досліджень та проведеного аналізу:

1. Розглянуті науково-практичні аспекти становлення і розвитку пневматичних систем автоматичних гальм, які використовувались на залізницях Америки, Європи і Азії з 80-х рр. XIX ст. Проведені дослідження конструктивних особливостей гальмових систем пасажирського і вантажного рухомого складу провідних світових фірм

по гальмовому обладнанню, таких як Вестінгауза (Westinghouse), Кунце-Кнорра (Kunze-Knorr), а також менш розповсюджених Гарді, Фів-Лілль, Нью-Йорк і деяких інших.

2. Представлений подальший розвиток гальмових систем з регулюванням гальмового натиснення, залежно від швидкості руху поїзда, та наявності протиюзного захисту і використанням дискових гальм та застосуванням електричних датчиків підсистем протиюзного захисту і швидкісного регулювання.

3. Розглянуто розвиток гальмових систем на залізницях України протягом ХХ ст. у відповідності з розвитком залізниць СРСР, надані характеристики гальмових систем залежно від швидкості розповсюдження гальмової хвилі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Подвижной состав железных дорог Соединенных Штатов Америки [Текст] : по материалам отчета Тягового совещательного комитета Главному координатору транспорта США [пер. с англ.] / Под ред. П.И. Травина. – М.: Гос. трансп. ж.-д. изд-во, 1941. – 752 с.
2. Егорченко, В. Ф. Тормоз Кунце-Кнорра для товарных вагонов в ряду других систем товарных тормозов [Текст] / В.Ф.Егорченко. – М.: Транспечать, 1925. – 53 с.
3. Болонов, В. Автоматические тормоза [Текст] / В. Болонов, Г. Гринштейн (полн. иниц. авт. в книге не указаны). – М.: ОГИЗ – ГОСТРАНСИЗДАТ, 1932. – 264 с.
4. Справочник по тормозам [Текст] / В.И. Крылов, А.Н. Перов, А.К. Озолин, Н.Н. Климов. – Изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1975. – 448 с.
5. Тормозное оборудование ж.-д. подв. сост. [Текст] : Справочник / В. И. Крылов, В. В. Крылов, В. Н. Ефремов, П. Т. Демущкин. – М. : Транспорт, 1989. – 487 с.
6. Бабаев, А. М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць [Текст] : навч. посіб. / А.М. Бабаев, Д.В. Дмитрієв ; За ред. Д.В. Дмитрієва. – К.: ДЕДУТ, 2007. – 176 с.
7. Пат. 83459 Україна, МПК (2006) В 61 К 9/00. Пристрій для поточного контролю механічної частини рухомого складу залізниць [Текст] / Кірпа Г. М., Дьомін Ю. В., Дьомін Р. Ю., Дмитрієв Д. В.; заявники та власники патенту: Кірпа Г. М., Дьомін Ю. В., Дьомін Р. Ю., Дмитрієв Д. В. – № 2003076577 ; заявл. 14.07.2003 ; надрук. 25.07.2008. Бюл. № 14. – 3 с. : іл.
8. Пат. 2272729.С2 Россия, МПК7 В61Н 11/02. Тормоз пассажирского вагона [Текст] / Приходько В.И., Коробка Б.А., Шилиев В.Н., Шкабров О.А., Стеринзат Я.М., Морока В.А., Супряженко В.М., Набока В.Н., Ермаков В.В. ; заявитель и собственник патента ОАО «КрВСЗ». – № 2004117014/11 заявл. 07.06.2004; опубл. 27.03.2006. Бюл. № 9. – 5 с. : ил.
9. Автоматический стенд МТЗ.К483 [Электронный ресурс] – Режим доступа: www.mtz-transmash.ru/files/presscentr/publikacii/MTZ_%20K483.pdf (останній доступ 24.7.2016).
10. Справочная книжка железнодорожника [Текст] / Под общ. ред. В.А. Гарныка. – Изд. 3-е испр. и доп. – М.: Гос. трансп. жел.-дор. изд-во, 1956. – 1104 с.
11. Барценков, В. Н. Устройство и работа воздухораспределителя 242 1 [Текст] / В.Н. Барценков, Н.В. Кондратьев // Локомотив. – 2011. – № 8 (656). – С. 19-23.
12. Галай, Э. И. Тормозные системы железнодорожного транспорта. Конструкция тормозного оборудования [Текст] : учеб. пособие / Э.И. Галай, Е.Э. Галай ; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 315 с.
13. Иноземцев, В. Г. Автоматические тормоза [Текст] : уч. для вузов ж.-д. трансп. / В.Г. Иноземцев, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.
14. Крылов, В. И. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст] : учеб. для вузов ; / В.И. Крылов, В.В. Крылов. – М. : Транспорт, 1983. – 360 с.
15. Казаринов, В. М. Автотормоза [Текст] / В.М.Казаринов. – Изд. 2-е. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – 239 с.
16. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагона [Текст] : уч. пособ. для вузов ж.-д. транспорта / П.С. Анисимов, В.Я. Юдин, А.Н. Шамаков, С.Н. Коржин ; под ред. П.С. Анисимова. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с.
17. Сугак, П. А. Тормоз системы КЕ [Текст] / П.А. Сугак, В.М. Щегров. – М.: Транспорт, 1979. – 72 с.

REFERENCES

1. Constituent Railways of the United States of America [Text]: Based on the report of the Traction Advisory Committee to the Chief Transportation Coordinator of the United States [trans. with Eng.] / ed. P.I.Travina. – M.: Gos. trans railway station ed., 1941. – 752 pp.
2. Egorchenko, VF Tormaz Kuncе-Knorra for freight wagons in a number of other systems of commodity brakes [Text] / VF Egorchenko. – M.: Transcutch, 1925. – 53 p.
3. Bolonov, V. Automatic brakes [Text] / V. Bolonov, G. Grinshtein. - Poln. nits aut the book is not specified. – Moscow: OGIZ – GOSTRANSIZDAT, 1932. – 264 p.
4. Handbook on brakes [Text] / V.I.Krylov, A.N.Perov, A.K.Ozolin, N.N.Klimov. - Izd. 3rd pererab. and add – M.: Transport, 1975. – 448 p.
5. Trmzhnoe equipment zh.-d. half an hour Sost. [Text]: reference book / V.I. Krylov, V.V. Krylov, V.N. Efremov, P.T. Demushkin. – M.: Transport, 1989. – 487 pp.
6. Babaev, A.M. Principle of operation, calculations and basis of operation of the brake of rolling stock of railways [Text]: taught. manual / A. M. Babayev, D. D. Dmitriev; for ed. D.V. Dmitrieva – Kyiv: DETUT, 2007. – 176 p.
7. Pat. 83459 Ukraine, IPC (2006) At 61 K 9/00. Device for the current control of the mechanical part of the rolling stock of railways [Text] / Kirpa G. M., Dyomin Yu. V., Dyomin R. Yu., Dmitriev DV; Applicants and patent holders: Kirpa G. M., Dyomin Yu. V., Dyomin R. Yu., Dmitriev DV – No. 2003076577; stated. July 14, 2003; printing July 25, 2008 Bull No. 14. – 3 s. : il
8. Pat. 2272729.C2 Russia, IPC7 B61H 11/02. Passenger car wagon [Text] / Prikhodko VI, Box B.A., Shilayev VN, Shkabrov O.A., Sterinzat Y.M., Moroka V.A., Suprajhenko V.M., Naboka V .H., Ermakov V.V. ; the applicant and the owner of the JSC "KrVSZ" patent. – No. 2004117014/11 Hayabil. 07.06.2004; has published March 27, 2006 Bull No. 9. – 5 s. : il
9. Automatic stand MTZ.K483 [Electronic resource] – access mode: www.mtz-transmash.ru/files/presscentr/publikacii/MTZ_%20K483.pdf (last accessed 24.7.2016).
10. Reference book of the railroad [Text] / in common. Ed. V.A.Harnyk. – Izd. 3rd correction and add - M.: Gos. Trans-Jel-Door ed., 1956. – 1104 p.
11. Bartschenkov, VN The device and work of the air distributor 242 1 [Text] / VN Barshchenkov, NV Kondrat'ev // Lokomotiv. – 2011. – No. 8 (656). – C. 19-23.
12. Galay, E. I. Brake systems of railway transport. Braking equipment design [Text]: study. allowance / E.I.Galiy, E.E.Galiy; Ministry of Education resp. Belarus, Belorussia. state un-t trans – Gomel: BelGUT, 2010. – 315 p.
13. Inozemtsev, V.G. Automatic brakes [Text]: sch. for high schools of railways trans / V.G.Inozemtsev, V.M.Kazarinov, V.F.Yasentsev. – M.: Transport, 1981. – 464 p.
14. Krylov, V.I. Automatic brakes of the rolling stock [Text]: study. for high schools; / V.I.Krylov, V.V. Krylov. - M.: Transport, 1983. - 360 s.
15. Kazarinov, V.M. Autotramy [Text] / V.M.Kazarinov. – Izd. 2nd – Moscow: Transzhelordizdat, 1962. – 239 pp.
16. Raschet and design of pneumatic and mechanical parts of the car brakes [Text]: sch. way. for high schools of railways transport / P.S. Anisimov V.Ya. Yudin, AN Shamakov, SN Korzhin; ed. P.S. Anisimova – Moscow: Route, 2005. – 248 p.
17. Sugak, P.A. Brake system of KE [Text] / P.A.Sugak, V.M.Shchegrov. – M.: Transport, 1979. – 72 p.

М. Я. Валигура

(старший преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий)

**РАЗВИТИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

В статье рассмотрены научно-практические аспекты становления и развития пневматических систем автоматических тормозов, которые использовались на железных дорогах Америки, Европы и Азии с 80-х годов XIX в.

Проведенные исследования конструктивных особенностей тормозных систем пассажирского и грузового подвижного состава ведущих мировых фирм по тормозному оборудованию, таких как Вестингауза (Westinghouse), Кунце-Кнорра (Kunze-Knorr), а также менее распространенных Харди, Фив-Лилль, Нью-Йорк и других.

Представленно дальнейшее развитие тормозных систем с регулированием тормозного нажатия в зависимости от скорости движения поезда, и наличии противоюзной защиты и использованием дисковых тормозов и применением электрических датчиков подсистем противоюзной защиты и скоростного регулирования.

Также в статье рассмотрено развитие тормозных систем на железных дорогах Украины на протяжении XX в. в соответствии с развитием железных дорог СССР, предоставлены характеристики тормозных систем в зависимости от скорости распространения тормозной волны.

Ключевые слова: тормозные системы, воздухораспределитель, тормозной цилиндр, вагон, противоюзная защита, скоростное регулирование, дисковый тормоз.

*Mykola Y. Valigura
(Senior Lecture Chair «Wagons and Wagon Institution» State University of Infrastructure and Technology)*

DEVELOPMENT OF ROLLING STOCK BRAKES

The article deals with the scientific and practical aspects of the formation and development of pneumatic systems of automatic brakes, which were used on the railways of America, Europe and Asia since the 80's of the XIX century.

Researches of design features of brake systems of passenger and cargo rolling stock of leading world firms on brake equipment, such as Westinghouse, Kunze-Knorr, as well as less common Gardie, Fiv Lille, New York and some others .

The further development of braking systems with brake control, depending on the speed of the train, and the presence of anti-fog protection and the use of disc brakes and the use of electrical sensors of anti-earth protection and speed control subsystems are presented.

Also in the article the development of brake systems on the railways of Ukraine during the XX century in accordance with the development of the railways of the USSR was considered, and the characteristics of the braking systems were given depending on the propagation speed of the brake wave.

Keywords: brake systems, air distributor, brake cylinder, car, anti-theft protection, speed regulation, disk brake.

Стаття надійшла до редакції 15.12.2017 р.

УДК 514.18

К. П. Близнюк

*(старший викладач кафедри «Теоретична та прикладна механіка»,
Державний університет інфраструктури та технологій)*

ЗАСТОСУВАННЯ СПОСОБІВ РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ПОЗИЦІЙНИХ ЗАДАЧ НАРИСНОЇ ГЕОМЕТРІЇ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ОБ'ЄКТІВ У СИСТЕМІ AUTOCAD

Способами нарисної геометрії на основі проекційних зображень визначено залежність параметрів конуса і січної площини від параметра параболі, утвореної як лінія перетину конуса площиною. Отримана залежність може бути використана при моделюванні поверхонь обертання у системі AutoCAD.

Ключові слова: поверхні обертання, конус, площина, параболоїд, визначники, залежність

Постановка проблеми. Поверхні обертання, твірними яких є криві другого порядку, широко застосовуються у техніці і будівництві. Особливий інтерес становлять поверхні, створені на основі так званих конічних перерізів – еліпсів, парабол та гіпербол. При застосуванні методу прямого геометричного моделювання поверхонь, заснованому на методах обчислювальної геометрії, використовують інтегровані системи машинної геометрії, у яких графічний результат комп'ютерної інтерпретації геометричного алгоритму створюється автоматично [1]. Графічне моделювання з використанням універсальних комп'ютерних систем, таких як *AutoCAD* або КОМПАС, зреалізується поєднанням методів нарисної геометрії з комп'ютерними технологіями відображення. Поверхні обертання у таких системах можуть бути створені на основі заданої твірної і визначеної осі обертання, зокрема, для створення поверхні параболоїда обертання спочатку має бути створена параболоїд з заданими характеристиками. Остання версія системи КОМПАС-3D V16 має у своєму складі інструментальні засоби для побудови параболічних та гіперболічних кривих [2], а для системи *AutoCAD* доступними залишаються лише примітиви кола та еліпса. Твірні параболоїдів і гіперболідів будують сплайном, що проходить через точки, розраховані аналітичним шляхом. *AutoCAD* надає можливість для побудови окремих зображень, зокрема парабол та гіпербол, розробити спеціальну програму мовою *LISP* і вбудувати її у формі спеціального блоку [3]. Але привабливішим видається створення парабол і гіпербол «за їх походженням», тобто як ліній перетину конуса площиною при різних положеннях січної площини. При цьому підході мають бути визначені такі параметри конуса і площини, які забезпечать задані параметри лінії перерізу. **Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Ведуться активні пошуки простих способів автоматизації побудови ліній конічних перерізів. У роботах [4, 5]

© Близнюк К. П., 2018

досліджено криві, побудовані перетином конуса площиною та запропоновано способи генерації сплайнів на основі канонічних рівнянь. У роботах [6-8] наведені графічні методи, які дозволяють визначити взаємозв'язок між параметрами конуса та площини і отриманої кривої, але тільки після побудови цієї кривої за заданими параметрами вихідних фігур [9]. У роботі [9] запропоновано визначення параметрів конуса для створення заданого еліпса на основі теореми Монжа про подвійний дотик, стосовно параболи визначено лише залежність положення вершини конуса від створюваної кривої.

Мета статті – визначити взаємозв'язок між фокальним параметром параболи, кутом нахилу твірної конуса до осі та відстанню точки перетину січної площини від вершини конуса способами нарисної геометрії.

Виклад основного матеріалу дослідження. Визначення параметрів ліній перетину при заданих параметрах вихідних фігур за їх проекційними зображеннями є однією з основних задач нарисної геометрії. Обернена задача – визначення параметрів вихідних фігур за параметрами ліній перетину – в нарисній геометрії не розглядалася, бо в більшості випадків вона не має однозначного розв'язку. Але для ліній конічних перерізів параметри всіх фігур пов'язані між собою певними залежностями, зокрема парабола утворюється при перетині конуса площиною, паралельною одній твірній конуса. При цьому парабола із заданими характеристиками при заданих параметрах конуса може бути утворена лише при одному положенні січної площини.

Визначниками конуса обертання (рис. 1) є його вісь i (i_2) і твірна l (l_2), кінцева поверхня може бути задана кутом φ нахилу твірної до осі конуса. Січна площина Θ (Θ_2) за умови паралельності її твірній конуса ($\Theta \parallel l \rightarrow \Theta_2 \parallel l_2$) може бути задана відстанню h від вершини конуса $S(S_2)$ до точки $O'(O'_2)$ перетину площини з віссю конуса: $S_2O'_2=h$. Визначниками параболи є фокус і директриса, відстань між якими називають фокальним параметром p .

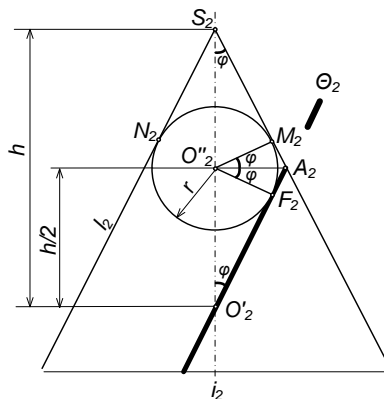


Рис. 1. Визначення залежності за теоремою Данделена

За теоремою Данделена [10] якщо сфера, вписана в конус, торкається одночасно і січної площини, то точка дотику на січній площині визначає фокус параболи. У прямокутному трикутнику $A_2O''_2F_2$ кут при вершині дорівнює куту φ ($O''_2M_2 \perp S_2A_2$, $A_2O''_2 \perp O''_2S_2$):

$$\frac{A_2 F_2}{O_2'' F_2} = \operatorname{tg} \varphi. \quad (1)$$

Відстань від вершини параболу до фокуса дорівнює половині фокального параметра: $A_2 F_2 = p/2$, а прилеглий катет $O_2'' F_2$ дорівнює радіусу r вписаної сфери. Підставивши значення у формулу (1), отримаємо:

$$\frac{p/2}{r} = \operatorname{tg} \varphi; \text{ або } 2r = \frac{p}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (2)$$

У прямокутному трикутнику $F_2 O_2' O_2''$ кут при вершині дорівнює φ :

$$\frac{O_2'' F_2}{O_2' O_2''} = \sin \varphi. \quad (3)$$

Гіпотенуза $O_2' O_2''$ дорівнює половині відстані h ($\Delta F_2 O_2' O_2'' = \Delta M_2 S_2 S_2 O_2''$). Підставивши значення у формулу (3), отримаємо:

$$\frac{r}{h/2} = \sin \varphi; \text{ або } h = \frac{2r}{\sin \varphi}. \quad (4)$$

Підставивши значення $2r$ з (2) у (4), отримаємо:

$$h = \frac{p}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \varphi}; \text{ або } h = \frac{p \cdot \cos \varphi}{\sin^2 \varphi}. \quad (5)$$

Залежність може бути встановлена також за проекційними зображеннями фігур (рис. 2) на основі канонічного рівняння параболу $y^2 = 2px$.

Вводимо нову систему координат x', y' у площині перерізу (фігура $C'E'A'D'B'$ є натуральною, або дійсною, величиною параболу). Для точки параболу D' координата y – це відстань від D' до осі x' : $y_D = O'D' = y'_D$, координата x – відстань до осі y' : $x_D = A'O' = x'_D$. З профільної проекції видно, що точка D (D_3) є точкою дотику параболу до поверхні конуса на рівні точки O' , отже $O'_3 D_3 = O'D' = O'_2 G_2$ (як радіус кола, утвореного на поверхні конуса при перетині його горизонтальною площиною, проведеною через точку O').

У прямокутному трикутнику $O_2' A_2 K_2$ кут при вершині дорівнює куту нахилу твірної конуса φ , катет $O_2' K_2 = y/2$, гіпотенуза $O_2' A_2 = y^2/2p$ (з канонічного рівняння параболу). Маємо залежність:

$$\frac{y/2}{y^2/2p} = \sin \varphi, \quad \frac{y \cdot 2p}{2y^2} = \sin \varphi, \quad \frac{p}{y} = \sin \varphi, \quad y = \frac{p}{\sin \varphi}. \quad (6)$$

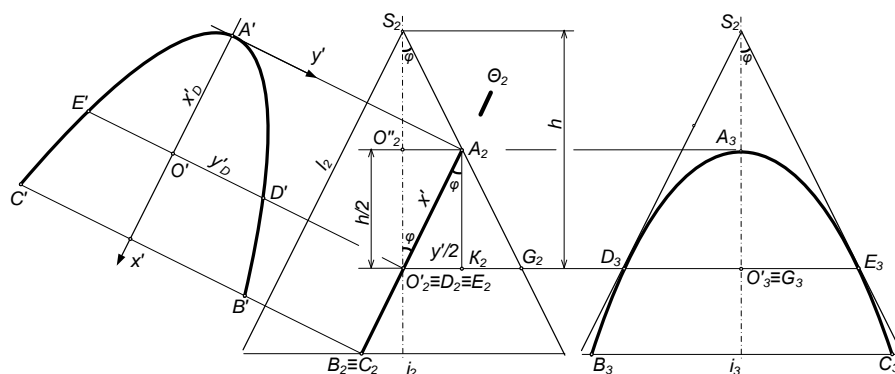


Рис. 2. Визначення залежності за канонічним рівнянням

Катет трикутника $K_2A_2 = O'_2 O''_2 = h/2$ (трикутник $O'_2 S_2 A_2$ – рівнобедрений, $O''_2 A_2 \perp O'_2 S_2$). Звідси:

$$\frac{y/2}{h/2} = \operatorname{tg} \varphi, \quad \frac{y}{h} = \operatorname{tg} \varphi, \quad h = \frac{y}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (7)$$

Підставивши значення у з (6) у (7), отримаємо:

$$h = \frac{p}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \varphi}; \quad \text{або} \quad h = \frac{p \cdot \cos \varphi}{\sin^2 \varphi}. \quad (8)$$

Ідентичність залежностей (5) і (8) дає підстави стверджувати, що для заданих параметрів конуса і площини парабола як лінія їх взаємного перетину визначається однозначно.

Висновки та пропозиції. Отримана залежність дає можливість для будь-якого значення кута нахилу твірної до осі конуса φ ($0 < \varphi < 90^\circ$) визначити такий параметр січної площини h , який забезпечить утворення параболи з заданим фокальним параметром p . Залежність може бути використана при моделюванні поверхонь обертання у системі *AutoCAD*.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бойко, В. А. Комп'ютерне геометричне моделювання у професійній проектно-конструкторській діяльності / В. А. Бойко // Молодь і ринок : щоміс. наук.-пед. журн./ Дрогобиц. держ. пед. ун-т ім. Івана Франка. – Дрогобиц : Дрогобиц. держ. пед. ун-т ім. Івана Франка, 2016. – № 3. – С.145–150
2. Золотарєва, Д. А. Разработка методических рекомендаций по моделированию параболоида и гиперболоида средствами программы КОМПАС-3D V16 / Д. А. Золотарєва, К. Е. Кравцова // Инженерная графика и трехмерное моделирование. Молодежная научно-практическая конференция [Текст] : сб. научных докладов (16 декабря 2016 г., Новосибирск). – Новосибирск : СГУГиТ, 2017. – С. 46-49
3. Короткий, В. А. Синтетические алгоритмы построения кривой второго порядка / В. А. Короткий // Вестник компьютерных и информационных технологий. – М.: ООО «Издательский дом «Спектр»2014. – №11. – С. 20-24..
4. Карабчевський, В. В. Визначення параметрів канонічних рівнянь конічних перерізів у середовищі *AutoCAD*. // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Вип. 4, т. 35 – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – С. 114–119.

5. *Карабчевский, В. В.* Моделирование кривых второго порядка в среде AUTOCAD. / Донецкий национальный технический университет, e-mail: karabch@pmi.dgtu.donetsk.ua
6. *Середа, І. В.* Парабола – як крива конічної поверхні / І. В.Середа, Н. І. Грицина // MICROCAD 2013. Тези доповідей XXI Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта». – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – С. 51.
7. *Середа, І. В.* Конічні криві в конструкторських системах. / І. В. Середа, Н. І. Грицина, Є. О. Іванов, В. А. Любарський //MICROCAD 2014. Тези доповідей XXII Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – С.53.
8. *Грицина, Н. І.* Визначення параметрів конуса, на поверхні якого є криві із заданими характеристиками / Н. І. Грицина, І. В. Середа // Сучасні проблеми геометричного моделювання: зб. наук. праць. – Мелітополь: МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2014. – Вип. 2. – С. 30-35.
9. *Грицина, Н. І.* Дослідження теореми Монжа про подвійний дотик поверхонь / Н. І. Грицина // Сучасні проблеми моделювання. – 2016. – Вип. 7. – С. 48-51.
10. *Начертательная геометрия: Учебник / Н. Ф. Четверухин, В. С. Левицкий, З. И. Прянишникова, А. М. Тевлин, Г. И. Федотов; Издание второе, переработанное и дополненное. Под редакцией проф. Н. Ф. Четверухина. – М.: Государственное издательство «Высшая школа»,– 1963. – С. 271.*

REFERENCES

1. Boiko, V. A. *Komp'uterne geometrychne modelivannia u profesiinii proektno-konstruktorskii diialnosti* / V. A. Boiko // Molod i ryнок : shshomis. nauk.-ped. gurn./ Drogobys. derg. ped. un-t im. Ivana Franka. – Drogobych : Drogobys. derg. ped. un-t im. Ivana Franka, 2016g. № 3. – S.145–150
2. Zolotarëva, D. A. *Razrabotka metodycheskykh rekomendatsyi po modelyrovaniyu paraboloyda y gyperboloyda sredstvamy programmy KOMPAS-3D V16* / D. A. Zolotarëva, K. E. Kravtsova // Yngenernaia grafyka y trekhmernoie modelyrovanye. Molodegnaia nauchno-praktycheskaia konferentsiia [Tekst] : sb. nauchnykh dokladov (16 dekabria 2016 g., Novosybyrsk). – Novosybyrsk : SGUGyT, 2017. – S. 46-49
3. Korotkyi, V. A. *Syntetycheskye algorytmy postroeniya kryvoi vtorogo poriadka* / V. A. Korotkyi // Vestnyk kompiuternykh y ynformatsyonnykh tekhnologyi. – М.: ООО «Yzdatelskyi dom «Spektr», 2014. – №11. – S. 20-24..
4. Karabchevskiy, V. V. *Vyznachennia parametriv kanonichnykh rivnian konichnykh pereriziv u seredovyshshi AutoCAD.* // Prykladna geometriia ta ingenerna grafika. Pratsi Tavriiskoi dergavnoi agrotekhnichnoi akademii. – Vyp. 4, t. 35 – Melitopol: TDATA, 2006. – S. 114 –119.
5. Karabchevskiy, V. V. *Modelyrovanye kryvykh vtorogo poriadka v srede AUTOCAD.* / Donetskyi natsyonalnyi tekhnicheskyi unyversytet, e-mail: karabch@pmi.dgtu.donetsk.ua
6. Sereda, I. V. *Parabola – iak kryva konichnoi poverkhni* / I. V.Sereda, N. I. Grytsyna // MICROCAD 2013. Tezy dopovidei KHKHI Mignarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiia, osvita». – KHarkiv: NTU «KHPI», 2013. – S. 51.
7. Sereda, I. V. *Konichni kryvi v konstruktorskykh sistemakh.* / I. V. Sereda, N. I. Grytsyna, Є. О. Іванов, В. А. Любарський //MICROCAD 2014. Tezy dopovidei KHKHII Mignarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiia, osvita, zdorov'ia». – KHarkiv: NTU «KHPI», 2014. – S. 53.
8. Grytsyna, N. I. *Vyznachennia parametriv konusa, na poverkhni iakogo e kryvi iz zadanyu kharakterystykamy* / N. I. Grytsyna, I. V. Sereda //Suchasni problemy geometrychnogo modelivannia: zb. nauk. prats. –Melitopol: MDPU im. B. KHmelnytskogo, 2014. – Vyp. 2. – S. 30-35.
9. Grytsyna, N. I. *Doslidgennia teoremy Monga pro podviinyi dotyk poverkhon* / N. I. Grytsyna // Suchasni problemy modelivannia. – 2016. – Vyp. 7. – S. 48-51.
10. Nachertatelnaia geometriia: Uchebnyk / N. F. CHetverukhyn, V. S. Levytskyi, Z. Y. Prianyshnykova, A. M. Tevlyn, G. Y. Fedotov; Yzdanye vtoroe, pererabotannoe y dopolnennoe. Pod redaktsyei prof. N. F. CHetverukhyna. – М.: Gosudarstvennoe yzdatelstvo «Vysshhaia shkola»,– 1963. – 271 s.

К. П. Близнюк

*(старший преподаватель кафедры «Теоретическая и прикладная механика»,
Государственный университет инфраструктуры и технологий)*

**ПРИМЕНЕНИЕ СПОСОБОВ РЕШЕНИЯ ПОЗИЦИОННЫХ ЗАДАЧ
НАЧЕРТАТЕЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ОБЪЕКТОВ
В СИСТЕМЕ AUTOCAD**

Способами начертательной геометрии на основании проекционных изображений определена зависимость параметров конуса и секущей плоскости от параметра параболы, образованной как линия пересечения конуса плоскостью. Полученная зависимость может быть использована при моделировании поверхностей вращения в системе AutoCAD.

Ключевые слова: поверхности вращения, конус, плоскость, парабола, определители, зависимость.

Kateryna Blyzniuk

(Senior Lecturer, Department of Theoretical and Engineering Mechanics, State University of Infrastructure and Technologies)

**APPLICATION OF THE METHOD FOR THE DESCRIPTIVE GEOMETRY
POSITION PROBLEMS SOLVING FOR MODELING
WITH THE AUTOCAD SYSTEM**

To simulate the surfaces in the AutoCAD system with the technique of rotation, pre-create a curve that will be generated by this surface. The curve is constructed either with the use of primitives (circle, ellipse), or by analytically determined points of the curve, which can be approximated by the spline. For curves of the second order (ellipses, hyperbola, parabola), it is possible to construct them as lines of conical sections. In this case, such a cone and a plane must be constructed, which in the intersection will create a curve with given parameters. The dependence of the parameters of the cone and the plane on the parameters of the formed parabola is proposed to be determined by methods of descriptive geometry on the basis of projective images. The study was based on the Dundelin theorem on the determination a parabola focus as a point of tangency of the inscribed sphere to the cut plane. Trigonometric ratio are obtained by the frontal projection of the figures at the position that of the cut plane is perpendicular to the projection plane. An identical dependence is also derived using the profile projection of figures for the situation when the parabola is touched to the outline constituents. The introduction of a new coordinate system at in the plane of the cross-section made it possible to establish the ratio of the elements of the figures according to the canonical equation of the parabola. The obtained ratio can be used at modeling process of surfaces with AutoCAD system by the technique of conical surface.

Keywords: surfaces of revolution, cone, plane, parabola, determinants, ratio.

Стаття надійшла до редакції 28.11.2017 р.

УДК 629.463.001.63

- О. В. Фомін, д.т.н., доцент
(професор кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний
університет інфраструктури та технологій)*
- О. В. Бурлуцький
(завідувач навчальними лабораторіями кафедри «Механіка і проектування
машин», Український державний університет залізничного транспорту)*
- М. І. Горбунов, д.т.н., професор
(професор, завідувач кафедри «Залізничний, автомобільний транспорт
та підйомно-транспортні машини», Східноукраїнський національний
університет імені В. Даля)*
- О. А. Логвіненко, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Механіка і проектування машин», Український
державний університет залізничного транспорту)*
- А. М. Фоміна (інженер філії «ПВРЗ» ПАТ «Укрзалізниця»)*

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВАРІАЦІЙНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПЛЯМ НАГРІВУ ПРИ ТЕРМІЧНІЙ ПРАВЦІ
КАРКАСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІВВАГОНІВ**

Зазначена провідна роль залізничного транспорту у здійсненні внутрішньо- та зовнішньодержавних економічних зв'язків України. Відмічено, що на даний час актуальною та комплексною проблемою, яка постає перед залізничним транспортом, є підвищення надійності сучасного вітчизняного парку вантажних вагонів, серед яких основне місце відводиться піввагонам. Відзначено, що її вирішення можливе за рахунок удосконалення технології виробництва їх каркасних елементів. Встановлено, що найбільш економічно доцільним методом стабілізації форм каркасних елементів піввагонів при їх виготовленні є термічна правка. Показані 3D моделі балки хребтової та обв'язування верхнього піввагона, які було побудовано в програмному комплексі SolidWorks. Представлені математичні плани досліджень та отримані відповідні математичні моделі. Наведені результати моделювання процесу термічної правки балки хребтової та обв'язування верхнього, яке було проведено за допомогою спеціалізованого модуля Cosmos, що входить до складу програмного комплексу SolidWorks.

Ключові слова: залізничний транспорт, піввагон, зварювальна операція, каркасні елементи, залишкові деформації, термічна правка, математична модель, 3D моделювання.

**© Фомін О. В., Бурлуцький О. В., Горбунов М. І., Логвіненко О. А.,
Фоміна А. М., 2018**

Вступ. Залізничний транспорт України відіграє провідну роль у здійсненні внутрішньодержавних і значну – у зовнішньодержавних економічних зв'язках України. На нього припадає основна частина вантажообороту і перевезень пасажирів. Він поєднує у собі важливі техніко-економічні показники: регулярність руху і високу швидкість перевезень, велику пропускну і провізну спроможність. До останнього часу залізниця України забезпечувала потреби економіки і населення у перевезеннях. Це досягалося, в основному, завдяки надлишку технічних потужностей, створених ще за часів СРСР за рахунок централізованого бюджетного фінансування. За останні більш ніж 20 років капіталовкладення в оновлення основних засобів відбувались виключно за рахунок власних коштів залізниць, які не дозволяють забезпечити навіть нормальне відтворення основних засобів, особливо їх активної частини – рухомого складу [1-8]. Отже через катастрофічну зношеність рухомого складу, невідповідність між придбанням і списанням вантажних та пасажирських вагонів, а також локомотивів існує загроза незабезпечення потреб промислових галузей економіки у перевезеннях як вантажів, так і пасажирів, з відповідними витратами для держбюджету, зниженням показників економічного розвитку країни.

Постановка проблеми. В сучасних умовах господарювання, конкуренції з боку інших видів транспорту та закордонних залізничних компаній, перед вітчизняними залізницями гостро постає проблема постійного підвищення ефективності використання їх рухомого складу, переважна більшість якого припадає на вантажний вагонний парк. У зв'язку з цим підвищення надійності сучасного вітчизняного парку вантажних вагонів, серед яких основне місце відводиться піввагонам, на частку яких припадає понад третини залізничних вантажоперевезень, є актуальною та комплексною проблемою, вирішення якої тісно пов'язане з удосконаленням технології виробництва їх каркасних елементів (стійок, поясів, балок, обв'язувань тощо) [1, 4, 6-8].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить, що основним технологічним процесом при виготовленні каркасних елементів піввагонів є зварювання. Проте нерівномірне нагрівання зварювальних елементів, усадка розплавленого металу шва та структурні перетворення, які навколо нього відбуваються, призводять до появи післязварювальних залишкових напружень та деформацій, які суттєво знижують якість зварних металоконструкцій. У зв'язку з цим виникає потреба в проведенні відповідних заходів щодо усунення наслідків появи залишкових напружень та деформацій і здійсненні технологічного контролю при їх виготовленні. Разом з тим, в сучасних умовах, відновлення форм зварювальних каркасних елементів піввагонів можливо досягнути за рахунок використання процедури їх правки [6-9].

Метою статті є викладення результатів математичного моделювання варіаційних характеристик плям нагріву при термічній правці каркасних елементів піввагонів.

Викладення основного матеріалу. Як було відмічено раніше [6,7], найбільш економічно доцільним методом стабілізації форм каркасних елементів піввагонів (зокрема балки хребтової та обв'язування верхнього) при їх виготовленні є термічна правка, яка полягає в місцевому нагріванні відповідних зон елементів та призводить до виправлення прогинів, що виникають в процесі зварювання. Щоб дослідити процеси, які відбуваються при виготовленні каркасних елементів піввагонів, авторами було побудовано в програмному комплексі SolidWorks 3D моделі балки хребтової та обв'язування верхнього (див. рис. 1 та 2). Після здійснення технологічної операції зварювання відмічених каркасних елементів піввагонів у процесі остигання зварювальних швів відбувається викривлення їх осьової лінії (з'являється прогин).

Виконані авторами дослідження показали, що для усунення прогинів балки хребтової та обв'язування верхнього (які виникають після накладанні зварних швів в процесі їх виготовлення) доцільно використовувати поперечне скорочення металу, а як форми плям нагріву обрати «клин».

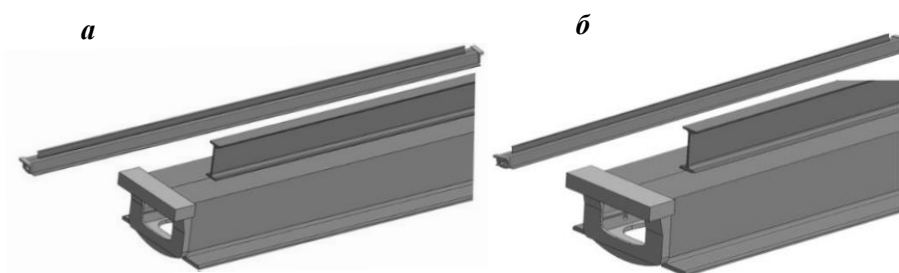


Рис. 1. Балка хребтова без зварного шва (а) та із зварним швом (б)

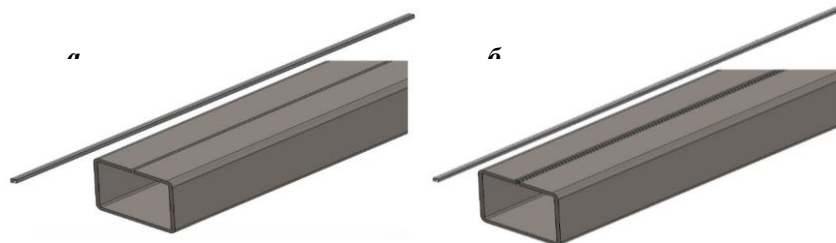


Рис. 2. Обв'язування верхнє без зварного шва (а) та із зварним швом (б)

На рис. 3 та 4 подані результати моделювання процесу термічної правки балки хребтової та обв'язування верхнього, яке було проведене за допомогою спеціалізованого модуля Cosmos, що входить до складу програмного комплексу SolidWorks. Як видно з цих рисунків, використання процедури термічної правки дозволяє усунути прогини, які виникають в процесі виготовлення. В свою чергу основною складністю використання вищезазначеного методу правки є обґрунтований вибір оптимальних розмірів плям і режимів нагрівання. Для їх визначення авторами було проведене математичне моделювання процесу термічної правки балки хребтової й обв'язування верхнього та розроблені відповідні математичні моделі. Отримані при цьому з використанням методів математичного планування експерименту математичні плани досліджень та побудовані допоміжні графіки дозволяють встановити оптимальні геометричні розміри «клина» та температури нагрівання, що необхідні для усунення прогинів зазначених вище каркасних елементів піввагонів.



Рис. 3. Балка хребтова зі зварним швом до процедури термічної правки (а) та після (б)

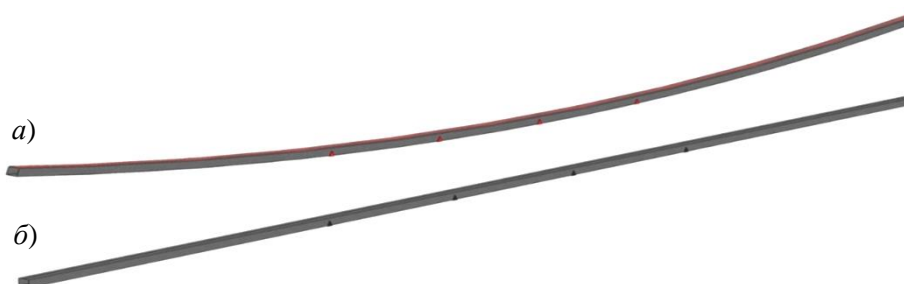


Рис. 4. Обв'язування верхнє зі зварним швом до процедури термічної правки (а) та після (б)

На рис. 5 та 6 як приклад наведені математичні плани досліджень для нормованих та дійсних параметрів, а також визначені коефіцієнти відповідних макромоделей.

Також нижче наведені розроблені авторами трифакторні узагальнені математичні моделі (представлені у вигляді поліномів другого ступеня та отримані з використанням методу математичного планування експерименту), які описують зміну основного показника (прогину Δy балки хребтової (1) та профілю обв'язування верхнього (2) залежно від варіювання керованих змінних (геометричних параметрів «клина» – ширини b та висоти h , а також температури нагрівання t)

$$\Delta y = 1304,30333 - 55,074 \cdot b + 25,86856 \cdot h - 0,90952 \cdot t + 0,21511 \cdot b^2 - 0,13489 \cdot h^2 + 0,00108 \cdot t^2 + 0,115 \cdot b \cdot h + 0,0056 \cdot b \cdot t - 0,00805 \cdot h \cdot t; \quad (1)$$

$$\Delta y = -1889,03858 + 25,19875 \cdot b + 18,71944 \cdot h + 2,57497 \cdot t - 0,08472 \cdot b^2 + 0,1403 \cdot h^2 - 0,00108 \cdot t^2 - 0,17688 \cdot b \cdot h - 0,00142 \cdot b \cdot t - 0,01692 \cdot h \cdot t. \quad (2)$$

Перевірка точності, наведених вище математичних моделей, яка була здійснена за величиною дисперсії адекватності, підтвердила їх працездатність та можливість для подальшого використання.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	Δy_1	113,6			min	max						№	x1	x2	x3	Δy	Δy_p
2	Δy_2	93,1		b	80	100			$a0$	69,59111		1	1	1	1	113,6	113,19944
3	Δy_3	80,3		h	100	120			$a1$	2,16000		2	1	1	-1	93,1	92,929444
4	Δy_4	43,9		r	650	750			$a2$	9,08000		3	1	-1	1	80,3	80,089444
5	Δy_5	80,2							$a3$	11,36000		4	1	-1	-1	43,9	43,719444
6	Δy_6	71,1		x1,2,3,4	-j	0	j		$a11$	21,51111		5	-1	1	1	80,2	80,279444
7	Δy_7	93,1		b	80	90	100		$a22$	-13,48889		6	-1	1	-1	71,1	71,209444
8	Δy_8	67,7		h	100	110	120		$a33$	2,71111		7	-1	-1	1	93,1	93,169444
9	Δy_9	70,4		r	650	700	750		$a12$	11,50000		8	-1	-1	-1	67,7	67,999444
10	Δy_{10}	92,3							$a13$	2,80000		9	0	0	0	70,4	69,591111
11	Δy_{11}	89,5							$a23$	-4,02500		10	1	0	0	92,3	93,262222
12	Δy_{12}	64,8										11	-1	0	0	89,5	88,942222
13	Δy_{13}	47										12	0	1	0	64,8	65,182222
14	Δy_{14}	83,2										13	0	-1	0	47	47,022222
15	Δy_{15}	61										14	0	0	1	83,2	83,662222
16												15	0	0	-1	61	60,942222
17												$\sigma(\text{max}y)$		0,725825201			
19	Δb	10		№	b	h	r	Δy	Δy_p								
20	Δr	10		1	100	120	750	113,6	113,199								
21	Δr	50		2	100	120	650	93,1	92,9294								
22	b_k	90		3	100	100	750	80,3	80,0894								
23	b_k	110		4	100	100	650	43,9	43,7194								
24	r_k	700		5	80	120	750	80,2	80,2794								
25				6	80	120	650	71,1	71,2094								
26	$a0$	1304,30333		7	80	100	750	93,1	93,1694								
27	$a1$	-55,07400		8	80	100	650	67,7	67,9994								
28	$a2$	25,86856		9	90	110	700	70,4	69,5911								
29	$a3$	-0,90952		10	100	110	700	92,3	93,2622								
30	$a11$	0,21511		11	80	110	700	89,5	88,9422								
31	$a22$	-0,13489		12	90	120	700	64,8	65,1822								
32	$a33$	0,00108		13	90	100	700	47	47,0222								
33	$a12$	0,11500		14	90	110	750	83,2	83,6622								
34	$a13$	0,00560		15	90	110	650	61	60,9422								
35	$a23$	-0,00805															
36												$\sigma(\text{max}y)$		0,725825201			

Рис. 5. Фрагмент програмного поля з обчислення математичної моделі зміни прогину Δy балки хребтової піввагона

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	Δy_1	167			min	max						№	x1	x2	x3	Δy	Δy_p
2	Δy_2	308		b	40	80			$a0$	344,91111		1	1	1	1	167	167,09444
3	Δy_3	447		h	80	90			$a1$	34,60000		2	1	1	-1	308	308,09444
4	Δy_4	385		r	800	800			$a2$	-18,50000		3	1	-1	1	447	447,09444
5	Δy_5	248							$a3$	-15,50000		4	1	-1	-1	385	385,09444
6	Δy_6	372		x1,2,3	-j	0	j		$a11$	-33,88889		5	-1	1	1	248	247,89444
7	Δy_7	245		b	40	60	80		$a22$	5,61111		6	-1	1	-1	372	371,89444
8	Δy_8	166		h	50	70	90		$a33$	-24,38889		7	-1	-1	1	245	244,89444
9	Δy_9	345		r	500	650	800		$a12$	-70,75000		8	-1	-1	-1	166	165,89444
10	Δy_{10}	346							$a13$	-4,25000		9	0	0	0	345	344,91111
11	Δy_{11}	276							$a23$	-50,75000		10	1	0	0	346	345,02222
12	Δy_{12}	332										11	-1	0	0	276	276,42222
13	Δy_{13}	369										12	0	1	0	332	332,02222
14	Δy_{14}	305										13	0	-1	0	369	369,02222
15	Δy_{15}	336										14	0	0	1	305	305,02222
16												15	0	0	-1	336	336,02222
17												$\sigma(\text{max}y)$		0,286744176			
19	Δb	20		№	b	h	r	Δy	Δy_p								
20	Δr	20		1	80	90	800	167	167,09								
21	Δr	150		2	80	90	500	308	308,09								
22	b_k	60		3	80	50	800	447	447,09								
23	b_k	70		4	80	50	500	385	385,09								
24	r_k	650		5	40	90	800	248	247,89								
25				6	40	90	500	372	371,89								
26	$a0$	-1889,03658		7	40	50	800	245	244,89								
27	$a1$	25,19875		8	40	50	500	166	165,89								
28	$a2$	18,71944		9	60	70	650	345	344,91								
29	$a3$	2,57497		10	80	70	650	346	345,62								
30	$a11$	-0,08472		11	40	70	650	276	276,42								
31	$a22$	0,01403		12	60	90	650	332	332,02								
32	$a33$	-0,00108		13	60	50	650	369	369,02								
33	$a12$	-0,17888		14	60	70	800	305	305,02								
34	$a13$	-0,00142		15	60	70	500	336	336,02								
35	$a23$	-0,01692															
36												$\sigma(\text{max}y)$		0,286744176			

Рис. 6. Фрагмент програмного поля з обчислення математичної моделі зміни прогину Δy обв'язування верхнього піввагона

Отже, отримані математичні плани досліджень та узагальнені математичні моделі дозволили обрати оптимальні значення геометричних розмірів «клина» та температури нагрівання, які необхідні для усунення відповідних прогинів. Як прик-

лад на рис. 7 та 8 наведені результати моделювання процесу термічної правки балки хребтової та обв'язування верхнього, отримані з використанням модуля Cosmos програмного комплексу SolidWorks з зазначеними величинами прогинів, які необхідно усунути.

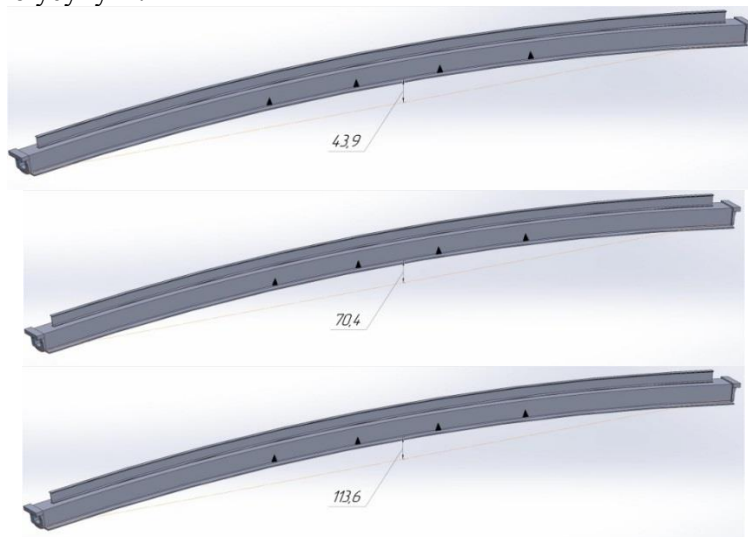


Рис. 7. Приклади математичного моделювання процесу термічної правки балки хребтової

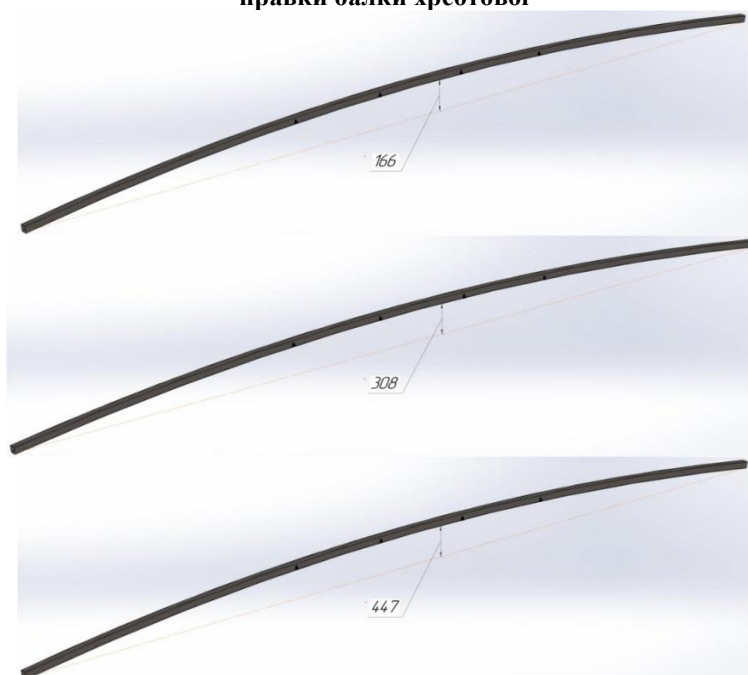


Рис. 8. Приклади математичного моделювання процесу термічної правки обв'язування верхнього

Висновки і перспективи подальшого використання. Представлений в статті підхід щодо усунення залишкових деформацій каркасних елементів піввагонів, які виникають при їх виготовленні, а також результати математичного моделювання

процесу термічної правки балки хребтової та обв'язування верхнього можуть бути використані фахівцями в галузі вагонобудування при виконанні технологічних операцій в рамках створення або модернізації піввагонів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фомін, О.В. Концепція ідеальних кузовів напіввагонів / О.В. Фомін // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: науковий журнал. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013. – № 4(193). – С. 267–271.
2. Fomin, O.V. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry», 2015, №. 1. – P.45-48.
3. Fomin, O.V. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry», 2015, №. 2 – P. 250–256.
4. Фомін, О.В. Математичні моделі зміни основних показників базових несучих елементів кузовів напіввагонів / О.В. Фомін, О.А. Логвіненко, Р.Ю. Дьомін, Г.П. Бородай, В.В. Фомін, О.В. Бурлуцький // Науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України». – К.: ДНДЦ УЗ, 2013. – № 5/6(102/103). – С. 95–104.
5. Logvinenko, A.A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations // Metallurgical and mining industry (Machine building). – Dnipropetrovsk, 2014. – №6. – P. 59-63. (www.metaljournal.com.ua).
6. Фомін, О.В. Наукове обґрунтування вибору геометричних параметрів зон нагріву при термічній правці елементів несучих систем вантажних вагонів / О.В. Фомін, О.А. Логвіненко, Бурлуцький // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. – Северодонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2017. – N 4(234). – С. 227-232.
7. Фомін, О.В. Процедура правки технологічно-деформованих вагонних металоконструкцій шляхом створення внутрішнього напруженого стану термічним впливом / О.В. Фомін, О.А. Логвіненко, О.В. Бурлуцький // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. – Северодонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2017. – № 3(233). – С. 234-238.
8. Фомін, О.В. Аналіз існуючих та перспективних профілів складових елементів несучих систем одиниць рухомого складу залізниць / О.В. Фомін, О.А. Логвіненко, О.В. Бурлуцький, А.М. Фоміна // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. – Харків: НТУ(ХПІ), 2016. – Т. 1, № 46. – С. 66-72. – Режим доступу: DOI: <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.46.88052>.
9. Герасимов, В.С. Технология вагоностроения и ремонта вагонов: Учебник для вузов / В.С. Герасимов, И.Ф. Скиба, Б.М. Кернич и др.; Под ред. В.С. Герасимова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1988. – 381с.

REFERENCES

1. Fomin O.V. *Kontseptsiya ideal'nykh kuzoviv napivvagoniv* [The concept of gondola cars]. *Visnyk Shkhdnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya: naukovyy zhurnal* – Bulletin of Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University: Scientific Journal, Lugansk, Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University Publ., 2013, no. 4(193), pp. 267–271.
2. Fomin O.V. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, no. 1., pp. 45-48.
3. Fomin O.V., Burlutsky O.V., Fomina Yu.V. Development and application of cataloging in structural design of freight car building // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, no. 2, pp. 250–256.
4. Fomin O.V., Logvinenko O.A., Domin R.Yu., Fomin V.V., Boroday G.P., Burlutskiy O.V. *Matematychni modeli zminy osnovnykh pokaznykiv bazovykh nesuchih elementiv kuzoviv napivvagoniv* [Mathematical models of the main indicators of change in the basic elements of gondolas carrying bodies]. *Zaliznychnyi transport Ukrainy* – Railway transport of Ukraine, 2013, issue 5/6(102/103), pp. 95-104.
5. Logvinenko A. A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations // Metallurgical and mining industry (Machine building). – Dnipropetrovsk, 2014. – No.6. – P. 59-63. (www.metaljournal.com.ua).

6. Fomin O.V., Logvinenko O.A., Burlutskiy O.V. *Naukove obgruntuvannya vyboru heometrychnykh parametriv zon nahrivu pry termichnyi pravtsi elementiv nesuchykh system vantazhnykh vahoniv* [Scientific substantiation of the choice of geometrical parameters of heating zones during thermal adjustment of the elements of load bearing systems of freight cars]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya: naukovyy zhurnal* – Bulletin of Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University: Scientific Journal, Severodonetsk, Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University Publ., 2017, no. 4(234), pp. 227–232.

7. Fomin O.V., Logvinenko O.A., Burlutskiy O.V. *Protsedura pravky tekhnolohichno-deformovanykh vahonnykh metalokonstruktsiy shlyakhom stvorenniya vnutrishn'oho napruzhenoho stanu termichnym vplyvom* [The procedure of editing technologically-deformed wagon metal structures by creating an internal stressed state by thermal influence]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya: naukovyy zhurnal* – Bulletin of Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University: Scientific Journal, Severodonetsk, Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University Publ., 2017, no. 3(233), pp. 234–238.

8. Fomin O.V., Logvinenko O.A., Burlutskiy O.V., Fomina Yu.V. *Analiz isnyuyuchykh ta perspektyvnykh profiliv skladovykh elementiv nesuchykh system odynyts' rukhomoho skladu zaliznyts'* [Analysis of existing and perspective profiles of constituent elements of bearing systems of units of rolling stock of railways]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Dynamika ta mitsnist' mashyn* – Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Dynamics and Durability of Machines, Kharkiv, National Technical University «KhPI» Publ., 2016, Volume 1, no. 46, pp. 66–72. (DOI: <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.46.88052>).

9. Gerasimov V.S., Skiba I.F., Kernich B.M. *Tehnologija vagonostroenija i remonta vagonov* [Technology of car building and car repair]. – Moscow: Transport Publ., 1988. 381 p.

Алексей Фомин, д.т.н., доцент
(профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий)

Алексей Бурлуцкий
(заведующий учебными лабораториями кафедры «Механика и проектирование машин», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

Николай Горбунов, д.т.н., профессор
(профессор, заведующий кафедрой «Железнодорожный, автомобильный транспорт и подъемно-транспортные машины», Восточнокитайский национальный университет имени В. Даля)

Александр Логвиненко, к.т.н., доцент
(доцент кафедры «Механика и проектирование машин», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

Анна Фомина
(инженер филиала «ПВРЗ» ПАО «Укрзалізниця»)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАРИАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЯТЕН НАГРЕВА ПРИ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПРАВКЕ КАРКАСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОЛУВАГОНОВ

Выделена ведущая роль железнодорожного транспорта в осуществлении внутри- и внешнегосударственных экономических связей Украины. Отмечено, что в настоящее время актуальной и комплексной проблемой, которая стоит перед железнодорожным транспортом, является повышение надежности современного отечественного парка грузовых вагонов, среди которых основное место отводится полувагонам. Указано, что решение данной проблемы возможно за счет усовершенствования технологии производства их каркасных элементов.

Установлено, что наиболее экономически целесообразным методом стабилизации форм каркасных элементов полувагонов при их изготовлении является термическая правка. Показаны 3D модели балки хребтовой и обвязки верхней полувагона, которые были построены авторами в программном комплексе SolidWorks. Представлены математические планы исследований и соответствующие математические модели, которые позволяют выбирать оптимальные геометрические параметры пятен нагрева и температуру в зависимости от величины устраняемого прогиба. Приведены результаты моделирования процесса термической правки балки хребтовой и обвязки верхней, которое было проведено с использованием специализированного модуля Cosmos что входит в состав программного комплекса SolidWorks.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, полувагон, сварочная операция, каркасные элементы, остаточные деформации, термическая правка, математическая модель, 3D моделирование.

*Oleksiy Fomin, Doctor of Science (Technical Sciences), Associate Professor
(Professor of the Department «Cars and Carriage Economy», State University of Infrastructure and Technologies)*

Oleksiy Burlutskiy

(Head of the Educational Laboratories at the Department of «Mechanics and Machine Design», Ukrainian State University of Railway Transport)

Mykola Horbunov, Doctor of Technical Sciences, Professor

(Professor, Head of the Department «Rail, Road Transport and Hoisting-and-Transport Machines», East Ukrainian National University named after V. Dal)

Oleksandr Logvinenko, PhD (Technical Sciences), Associate Professor

(Associate Professor of «Mechanics and Designing Machines», Ukrainian State University of Railway Transport)

Anna Fomina

(The Branch of Engineering «PVRZ» PAT «Ukrzaliznytsia»)

MATHEMATICAL MODELING OF VARIATIONAL CHARACTERISTICS OF HEIGHT STAINS AT THE THERMAL REMOVAL OF THE CARRIAGE ELEMENTS OF GONDOLA CARS

The leading role of railway transport in the implementation of domestic and foreign economic relations of Ukraine is highlighted. It is noted that at present the current and complex problem facing rail transport is the increase of the reliability of the modern domestic fleet of freight cars, among which the main place is given to open wagons. It is indicated that the solution of this problem is possible due to the improvement of the technology of production of their frame elements. It is established that the most economically

expedient method of stabilizing the forms of frame elements of open-top wagons when they are manufactured is thermal correction. 3D models of the spine and spool of the upper gondola car are shown, which were constructed by the authors in the SolidWorks software package. The mathematical research plans and the corresponding mathematical models are presented that allow choosing optimal geometric parameters of heating spots and temperature depending on the amount of deflection to be removed. The results of modelling the process of thermal straightening of the spine and top banding are presented, which was carried out using the specialized Cosmos module that is part of the SolidWorks software package.

Keywords: railway transport, gondola car, welding operation, frame elements, residual deformations, thermal correction, mathematical model, 3D modeling.

Стаття надійшла до редакції 30.10.2017 р.

УДК 004.94

О. С. Гайденко

(аспірант кафедри «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології транспорту», Державний університет інфраструктури та технологій)

Г. М. Голуб

(старший викладач кафедри «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології транспорту», Державний університет інфраструктури та технологій)

ПРОГНОЗУВАННЯ СПОЖИТОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ МЕТОДАМИ НЕЙРОМЕРЕЖЕВОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто можливості програмного пакета Neural Network Toolbox для прогнозування електроспоживання та проведено експериментальні дослідження роботи його алгоритмів. Виявлено проблеми забезпечення даних для навчальної вибірки.

Ключові слова: прогнозування, нейронна мережа, Matlab, Neural Network Toolbox, електроспоживання.

Постановка проблеми. Залізниці мають потребу в точному прогнозі електроспоживання. У разі, якщо залізниця замовить менший обсяг, ніж їй знадобиться, нестачу вона купуватиме за суттєво більшими цінами. А у разі, якщо буде спожито менше, ніж замовлено, надлишок доведеться реалізувати за меншими цінами, ніж вона придбана. Таким чином остаточна ціна для залізниці як споживача залежить від точності прогнозу [1]. Прогнозовані дані можуть бути використані не лише для вигідної закупівлі електроенергії, а й для ефективного використання тарифів на електроенергії, шляхом адаптації розкладу руху поїздів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений у роботі [1] аналіз методів прогнозування електроспоживання довів доцільність автоматизації прогнозування необхідного об'єму електроенергії для залізниці та виявив, що методи імітаційного моделювання з використанням технології штучних нейронних мереж мають найвищу точність та низку переваг над іншими методами для застосування в прогнозуванні електроспоживання залізниці.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження роботи алгоритмів нейромережевого моделювання щодо прогнозу електроспоживання.

Основна частина. Розробка нейромережевої моделі поділяється на етапи: підготовка даних; побудова алгоритму, його тренування на вибірці та валідації на тестових даних.

© Гайденко О. С., Голуб Г. М., 2018

Розглянемо програмне рішення Neural Network Toolbox Matlab як інструменту побудови моделі прогнозування на основі штучної нейронної мережі (ШНМ). Neural Network Toolbox дає достатні можливості для моделювання ШНМ із використанням популярних алгоритмів при відносно простій реалізації, що в свою чергу дозволяє швидко протестувати доступні алгоритми й обрати кращий для нашої задачі. В програмі доступні вибір архітектури ШНМ залежно від завдання, налаштування кількості нейронів і прихованих шарів, що дає можливість експериментальним шляхом швидко оцінити різні конфігурації ШНМ.

Процес підготовки даних для нейромережевого моделювання простий у плані подання якісних ознак у числовому вигляді. Наприклад, тип погоди (сонячно, хмарно, дощ, сніг) достатньо подати в числовому вигляді як 1,2,3,4 відповідно. Кількісні дані можна залишити без змін.

Збільшення кількості використаних факторів нелінійно збільшує кількість необхідних спостережень, так що вже при досить невеликій кількості факторів може бути потрібною величезна кількість спостережень. Зазвичай на практиці достатньо декількох сотень або тисяч спостережень, а для складних завдань може знадобитися більше, при цьому завдання, де потрібно менше 100 спостережень, зустрічаються дуже рідко [2].

Складність моделювання процесів, що протікають у системі тягового електропостачання полягає у великій кількості факторів, що впливають на споживання електричної енергії та мають вплив різного ступеня (безпосередній та опосередкований) на споживання. Очевидно, що врахування їх усіх вимагатиме величезної вибірки даних. За наявності достатньої кількості даних можна визначити вплив на електроспоживання кожного фактора окремо експериментальним шляхом. При цьому, додаючи в модель новий фактор, слід перевіряти зміну похибки прогнозування. Нерідко при моделюванні з використанням ШНМ вона може зростати.

Результат прогнозування залежить в першу чергу від якості вхідних даних, тому при побудові прогностичної моделі обов'язково слід враховувати фактори, що матимуть найістотніший вплив на вихідні дані ШНМ. ШНМ може не знайти зв'язок між вхідними даними, що мають не такий вагомий, опосередкований вплив на вихідні дані мережі.

Для прогнозування електроспоживання залізниці таким фактором буде проходження поїзда електрифікованою ділянкою.

Проходження процедури навчання ШНМ відбувається ітераціями. Помилка навчання визначається шляхом порівняння вихідних значень з цільовими значеннями після проходження через мережу всіх існуючих спостережень [2]. Критерієм якості навчання є середньоквадратична помилка Mean Squared Error (MSE). Графік залежності MSE від кількості ітерацій для нормально навченої ШНМ має вигляд (рис. 1), де величина MSE впродовж процесу навчання як правило буде не більшою, ніж на попередніх ітераціях. З графіка видно, що алгоритм зупинився на 312 ітерації, а найменше значення MSE досягнуто на 272 ітерації та дорівнює 0,00216. Таке значення MSE можна вважати хорошим результатом навчання.

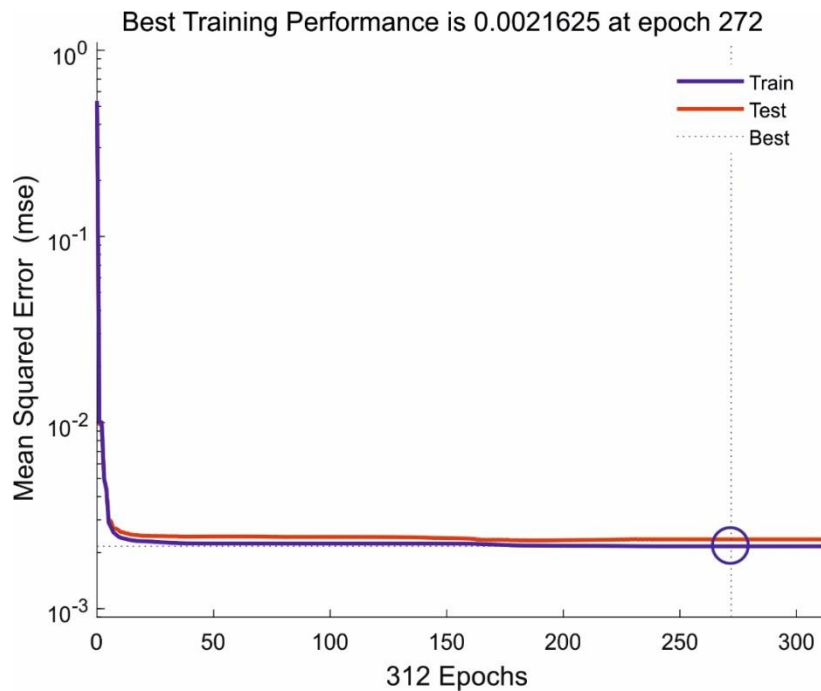


Рис. 1. Типовий графік зміни середньоквадратичної помилки залежно від ітерацій навчання штучної нейронної мережі (алгоритм Байєсівської регуляризації)

Алгоритм навчання поступово шукає глобальний мінімум, починаючи з випадково вибраної точки на поверхні функції помилок, та зупиняється в деякому мінімумі, який при вдалому навчанні буде глобальним, а може виявитися лише локальним, тобто модель працюватиме не для всіх даних. По суті алгоритми навчання нейронних мереж аналогічні алгоритмам пошуку глобального екстремуму функцій багатьох змінних [2]. У Neural Network Toolbox такими є алгоритми спряжених градієнтів [3] і Левенберга – Марквардта (Levenberg – Marquardt) [4]. Вони зупиняються під час збільшення середньої квадратичної помилки тестових зразків. Алгоритм Байєсівської регуляризації (Bayesian regularization) зупиняється відповідно до мінімізації адаптаційної ваги (регуляризації).

Навчена ШНМ тестується на окремих прикладах даних. Модель, що на тестових даних показала хорошу точність, може застосовуватися на практиці.

Для дослідження як вхідних даних ШНМ взято графік руху поїздів через станцію Фастів та погодинні значення температури повітря. Вихідними даними розробленої моделі є показники споживання електроенергії режимної доби зняті з лічильників автоматизованої системи комерційного обліку електроенергії тягової підстанції (ТП) ЕЧЕ-8.

Прогнозування методами інтелектуальної обробки вимагає попереднього перетворення вхідних даних. Класифікуємо потяги, що проходять через станцію, на три типи – регіональні та приміські електропоїзди, поїзди далекого сполучення та вантажні поїзди. Оскільки в нас немає точного часу прямування кожного з них через дільниці, які живляться від ТП ЕЧЕ-8, припустимо що цей час та споживана потужність

для кожного потяга одного типу однакові. Для характеристики інтенсивності руху на станції введемо кількісну характеристику, де одиницею буде поїзд, що прибув та відправився зі станції в межах однієї години доби. Тоді для характеристики поїзда, час прибуття якого лежить в межах однієї години, а час відправлення – в межах наступної, введемо коефіцієнт 0,5 для обох годин. Поїзди, для яких станція Фастів є початковою або кінцевою вважатимемо 1, оскільки один із фідерів ЕЧЕ-8 живить Моторвагонне депо, яке їх обслуговує.

У роботі [5] для прогнозування навантаження енергетичної системи одними із вхідних даних було взято тип дня – робочий та святковий, так як автори експериментально встановили, що розбиття вхідних даних на дні тижня хоч і знижує похибку навчання мережі, але призводить до погіршення якості прогнозування.

На відміну від енергосистеми в цілому, основним споживачем електроенергії на залізниці є тяга поїздів, причому відмінності розкладу руху між вихідними та робочими днями по станції, взятій для дослідження, несуттєві та не матимуть істотного впливу. Розклад руху для вузла Фастів у вихідні та робочі дні відрізнявся на 1-2 потяги. Тому навчальна, тренувальна та тестова вибірки містять дані електроспоживання за робочі дні та формалізований розклад руху відповідних дат. При цьому значеннями днів тижня чи їх типом як окремим фактором в дослідженні знехтувано.

Для врахування нетягового навантаження припустимо, що підрозділи залізниці, які працюють цілодобово, мають рівномірне споживання протягом доби. Тоді фактор впливу на споживання електроенергії нетягових споживачів залізниці опишемо як «1» з 8 до 17 год. та «0» для всього іншого часу доби.

Опрацьовуючи дані для навчальної вибірки, виявлено такі проблеми, подальше вирішення яких може підвищити якість прогнозування: фактичне проходження поїздів електрифікованою ділянкою може відрізнятися від взятого для дослідження графіка руху через затримки та зміни в розкладі; недостатній рівень впровадження пристроїв АСКОЕ (не всі з 9 фідерних ліній, що живить ТП ЕЧЕ-8, мають окремі лічильники), через що для дослідження довелося брати узагальнені дані (дані споживання зі спільного для 9 фідерних ліній лічильника та тягове навантаження відразу по всіх ділянках).

При практичному застосуванні алгоритмів, запропонованих Neural Network Toolbox, для прогнозування електроспоживання найточніший результат показав алгоритм Байєсівської регуляризації, проте при схожому результаті з алгоритмом Левенберга – Марквардта для навчання мережі йому знадобилося в рази більше ітерацій, що при дуже великих обсягах навчальної вибірки потребує відповідної обчислювальної потужності. Алгоритм спряжених градієнтів показав результат, хоч і задовільний до вимог точності прогнозу, проте суттєво гірший, ніж алгоритми Левенберга – Марквардта і Байєсівської регуляризації, що робить його недоцільним у практичному застосуванні інструментом прогнозування електроспоживання. Взявши результати навчання алгоритму Байєсівської регуляризації за 100%, визначено, що продуктивність алгоритму Левенберга – Марквардта менша на 3%, а спряжених градієнтів на 23% (рис. 2).

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

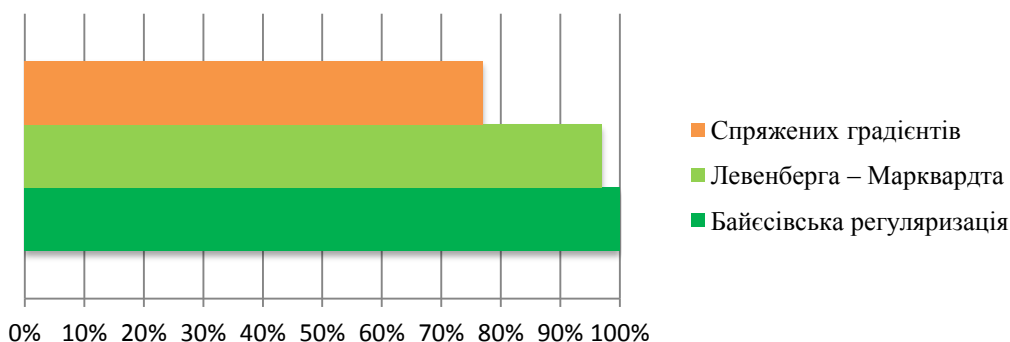


Рис. 2. Гістограма порівняння продуктивності алгоритмів пакету інструментів Neural Network Toolbox у прогнозуванні електроспоживання

Висновки. Проведено експериментальні дослідження роботи алгоритмів Neural Network Toolbox для прогнозування електроспоживання, у результаті чого виявлено, що для прогнозування електроспоживання найкраще підходить алгоритм Байєсівської регуляризації, а при обмежених можливостях обчислювальної техніки доцільно застосовувати алгоритм Левенберга – Марквардта. Виявлено проблеми забезпечення даних для навчальної вибірки, що потребують подальшого вирішення з метою підвищення якості прогнозування споживання електричної енергії, а саме: недостатній рівень впровадження АСКОЕ та відмінності фактичного руху поїздів від запланованого за графіком.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гайденко О.С. Методи прогнозування електроспоживання тяговими підстанціями залізниці. // Зб.наук.праць «Моделювання та інформаційні технології». – 2016. – Вип. 75. – Київ, ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. – С. 49-56. ISSN 2309-7647
2. Медведев В.С. Нейронные сети. MATLAB 6 / Медведев В.С., Потемкин В.Г.; Под общ. ред. В.Г. Потемкина. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2001. – 630 с. – (Пакеты прикладных программ; Кн. 4)
3. Fletcher R. Function minimization by conjugate gradients / Fletcher R., Reeves C.M. // Computer Journal. – Vol. 7, – 1964. – P. 149-154.
4. Hagan M.T. Training feedforward networks with the Marquardt algorithm / Hagan M.T., Menhaj M. // IEEE Transactions on Neural Networks. – Vol 5. – №6, – 1994. – С. 989–993.
5. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации // Пер. с польского И.Д. Рудинского. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 344 с.

REFERENCES

1. O.S. Haidenko. *Metody prohnozuvannia elektrospozhyvannia tiahovymy pidstantsiamy zaliznytsi* [Methods of forecasting of electric power consumption by traction substations of the railway]. // Zb.nauk.prats «Modeliuvannia ta informatsiini tekhnolohii» [Collected Works «Modeling and Information Technologies»]. . – 2016. – issue 75. – Kiev, IPME im. G.E. Puhov NAS of Ukrainepp. – P. 49-56. ISSN 2309-7647,
2. V.S. Medvedev. *Neironnye sety. MATLAB 6* [Neural networks. MATLAB 6] / V.S. Medvedev, V.H. Potemkyn; Pod obshch. red. V.H. Potemkina. – M.: DYALOH-MYFY, 2001. – 630 p. – (Pakety prikladnykh prohramm; Kn. 4 [Packages of application programs, Book 4])
3. Fletcher R. *Function minimization by conjugate gradients* / Fletcher R., Reeves C.M. // Computer Journal. – Vol. 7. – 1964. – P. 149-154.

4. Hagan M.T. *Training feedforward networks with the Marquardt algorithm* / Hagan M.T., Menhaj M. // IEEE Transactions on Neural Networks. – Vol 5. – № 6. – 1994. – P. 989–993.

5. Osovskyj S. *Neironnie seti dlia obrabotki informatsii* [Neural networks for information processing] // Trans. from the Polish I.D. Rudinsky. – M: Finansy i statistika [Finance and Statistics], 2002. – 344 p.

O. С. Гайденко

(аспірант кафедри «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии транспорта», ГУИТ)

Г. М. Голуб

(старший преподаватель кафедры «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии транспорта», ГУИТ)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОТРЕБЛЕННОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ МЕТОДАМИ НЕЙРОСЕТЕВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассмотрены возможности программного пакета Neural Network Toolbox для прогнозирования электропотребления и проведены экспериментальные исследования работы его алгоритмов. Обнаружены проблемы обеспечения данных для обучающей выборки.

Ключевые слова: прогнозирования, нейронная сеть, Matlab, Neural Network Toolbox, электропотребления.

Oles Haidenko

(Graduate Student of Department «Automation and Computer-Integrated Technologies of Transport department», State University for Infrastructure and Technologies)

Halyna Holub

(Lecturer of Department «Automation and Computer-Integrated Technologies of Transport department», State University for Infrastructure and Technologies)

ELECTRIC POWER CONSUMPTION FORECASTING BY METHODS OF NEURAL NETWORK MODELING

The capabilities of the Neural Network Toolbox software package for predicting power consumption are reviewed. Experimental research of work Neural Network Toolbox algorithms is conducted. The problems of providing data for study sample are found.

Keywords: forecasting, neural network, Matlab, Neural Network Toolbox, power consumption.

Стаття надійшла до редакції 08.11.2017 р.

УДК 004.932

*Л. І. Тимченко, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика»,
Державний університет інфраструктури та технологій)*

*О. А. Герцій, к.т.н., доцент
(завідувач кафедри «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані тех-
нології транспорту», Державний університет інфраструктури та
технологій)*

*Н. І. Кокряцька, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика», Дер-
жавний університет інфраструктури та технологій)*

*М. М. Галушко,
(аспірант, Державний університет інфраструктури та технологій)*

МЕТОД ВИМІРЮВАННЯ КООРДИНАТ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЦЕНТРУ ЗОБРАЖЕНЬ ПРОТЯЖНИХ ЛАЗЕРНИХ ТРАС

*У роботі розроблено метод аналізу нестационарних сигналів на прикладі до-
слідження лазерних трас. Цей метод виявляє взаємозв'язок між коефіцієн-
тами апроксимації сигналу і геометричними характеристиками сигналу (на-
приклад, енергетичним центром, моментом інерції). У роботі надані приклади
застосування цього методу для задачі точного визначення координат при ком-
пенсації зсуву зображень в лазерній трасі.*

*Ключові слова: паралельно-ієрархічна мережа, лазерна траса, обробка
послідовності зображень у реальному часі, система динамічного тунелювання.*

Вступ. Сьогодні відчутна необхідність широкого застосування оптоелектронних систем з автоматичним відслідковуванням світлових випромінювань, особливо в лазерній обробці матеріалів, лазерній локації, оптичному зв'язку й інших галузей інженерії. Ці деформації можуть відбуватися від дестабілізуючого ефекту механічних або кліматичних факторів, нестабільності випромінювання світлового джерела, деформації світлового каналу, поганого регулювання оптичних елементів тощо. Забезпечення прийнятної якості корекції потребує тривалого часу перевірки виконання світлового випромінювання, наприклад, просторовий розподіл інтенсивності, включаючи оцінку девіації даного розподілу від початкової або зразкової характеристики.

Постановка задачі. Поширення лазерного випромінювання в атмосфері супроводжується дуже великим набором явищ лінійної і нелінійної взаємодії. При цьому жодне з цих явищ не виявляється окремо. За якісними ознаками зазначені явища можна розділити на такі основні групи: рефракція променів лазерного пучка; поглинання

© Тимченко Л. І., Герцій О. А., Кокряцька Н. І., Галушко М. М., 2018

енергії лазерного пучка атмосферними газами; розсіювання енергії лазерного пучка частками аерозолів на флуктуаціях щільності повітря та ін.; флуктуації параметрів лазерних пучків, обумовлені атмосферою турбулентністю. Кожна з перерахованих груп явищ взаємодії лазерного випромінювання з атмосферою може виявлятися в областях як лінійної, так і нелінійної оптики. Разом з тим кожна з цих груп має чіткі специфічні особливості, що повинні враховуватися при відповідних теоретичних і експериментальних дослідженнях.

Мета статті. Мету запропонованого підходу можна узагальнити таким чином. Нехай $g(t)$ – вихідний вектор сигналу, і $Y(t)=X(g(t))-D(g(t))$ – аналізований деформований вектор, який обумовлюється дією вищезгаданих факторів. Щоб зробити аналіз, за допомогою якого можливо відновити вектор $Y(t)$ потрібно геометрично охарактеризувати сигнал.

Ключова ідея підходу полягає в такому: 1) для незміщеного деформованого вектора знаходяться оптимальні нелінійні ваги усіх компонент 2) для зсунутого деформованого вектора $D(t)$ знаходиться його зсув за допомогою взаємозв'язку коефіцієнтів апроксимації 3) усунення помилок, що відбуваються від дискретизації і статистичних параметрів. У цій роботі ми показуємо, що є ряд відповістей між функцією деформації $X(g(t))$ і факторами апроксимації, а також розкидом геометричних характеристик сигналу, що обмежений різноманітними порогами.

Дана робота складається з опису методу визначення точки прив'язки, алгоритму, що навчав, й експериментальних результатів. Розглянемо вихідні сигнали на прикладі послідовностей серій лазерних зображень [1].

У проведених експериментах достовірність відновлення геометричних характеристик сигналу перевершує інші методи, засновані на традиційних засобах апроксимації [2]. Подані методи можуть бути поширені на багатомірні зображення.

Під координатами точки прив'язки (x, y) (далі – точкою прив'язки) ми розуміємо координати енергетичного центру зображення $X(g(t))$, що повинні залежати тільки від сигналу $X(t)$ й інваріантні до функції деформації $g(t)$. Координати (x, y) енергетичного центру двовимірного сигналу з питомою нелінійною щільністю $\omega(f(x, y))$, що відповідає даному значенню $f(x, y)$ (далі щільністю), виражаються так:

$$x = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{N-1} \sum_{y=0}^{N-1} w(f(x,y)) \cdot x \quad y = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{N-1} \sum_{y=0}^{N-1} w(f(x,y)) \cdot y, \quad M = \sum_{x=0}^{N-1} \sum_{y=0}^{N-1} w(f(x,y)). \quad (1)$$

де M – моментна ознака.

Для опису методу, спочатку припустимо, що, для аналізованої вибірки зображень, координати центрів ваги фігур одиничної щільності, утворених крайовими лініями яскравості (далі часткові центри), значно не змінюються. У цьому випадку, щоб знайти точку прив'язки необхідно знайти оптимальну щільність $\omega(f(x, y))$. Для перебудовання її треба використовувати такі вирази:

$$\sum_{i=0}^{n-1} w_i \sum x_i^{(j)} \cong x_e; \quad \sum_{i=0}^{n-1} w_i' \sum y_i^{(j)} \cong y_e; \quad (w_i > \lambda_x; w_i' > \lambda_y) \quad (2)$$

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

де ω_i – шукані щільності, що відповідають заданій яскравості (ω_i – для параметрів x , ω'_i – для параметрів y); $\sum y^{(i)}$ – значення x , y , що відповідають i -му зображенню, x_e, y_e – шаблонні параметри. Вираз (2) інакше виражається як:

$$\sum_{i=0}^{n-1} w_i x_i^{(i)} \cong x_e, \quad \sum_{i=0}^{n-1} w'_i y_i^{(i)} \cong y_e \quad (w_i > \lambda_x; w'_i > \lambda_y) \quad (3)$$

x_i, y_i – координати часткових центрів для областей, обмежених крайовими лініями яскравості, що відповідає індексу i .

У даній роботі за x_e і y_e прийняті усереднені значення часткових центрів такого зображення, що має найменший розкид їх значень. Таким чином, можна знайти узгоджену точку прив'язки для зображень, що задовольняють вищезазначеному припущенню.

Тепер відкинемо припущення, що в поточній вибірці зображень приватні центри близькі. Тоді координати точки прив'язки можуть виражатися так:

$$x = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{N-1} \sum_{y=0}^{N-1} w(f(x, y)) \cdot (x + \delta_x); \quad y = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{N-1} \sum_{y=0}^{N-1} w(f(x, y)) \cdot (y + \delta_y) \quad (4)$$

де δ_x і δ_y – зсуви, що відповідають даному зображенню стосовно шаблонному або початковому.

Таким чином, можна обчислити щільності з виразів:

$$\sum_{i=0}^{n-1} w_i \sum (x^{(i)} + \Delta x) = x_e, \quad w_i > \lambda_x, \quad \sum_{i=0}^{n-1} w'_i \sum (y^{(i)} + \Delta y) = y_e, \quad w'_i > \lambda_y \quad (5)$$

для групи зображень із близькими зсувами часткових центрів ($\Delta x, \Delta y$) дійсного і перекрученого сигналів. Формалізація визначення точок прив'язки можлива за допомогою багаторівневої ієрархічної мережі, запропонованої в [3].

Для природних зображень при апроксимації крайових ліній можна використовувати відношення квадратного і кубічного коефіцієнтів апроксимації. При цьому одноманітні компоненти мають близьке дане відношення, і було показано, що різноманітні компоненти (фази) одноманітного зображення мають мале, але зрозуміле розходження.

У цій роботі для вибору груп зображень із близькозміщеними сигналами використовувалася апроксимація методом найменших квадратів [4]. Було помічено, що близькозміщені зображення можуть мати близьке відношення квадратного і кубічного коефіцієнта. Додатково використовувався коефіцієнт сьомого ступеня для виявлення малих зсувів і для критерію точності порівняння коефіцієнтів.

Після закінчення навчання ненавчена вибірка зображень класифікується не тільки за значеннями відношень коефіцієнтів c_2/c_3 , але також з врахуванням обчислених щільностей чи знайдених зсувів точок прив'язки. При цій класифікації діапазон

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

значень коефіцієнтів $\nu^* = \frac{c_2^*}{c_3^*}$ лежить у тунелі навколо еталона e , межі якого

вибираються так, щоб виконувалися умови:

$$\begin{aligned}x_e - x^* &< E_{max} \\ y_e - y^* &< E_{max} \\ w_e - w^* &< \min(E(w^*)) = E_{max}\end{aligned}$$

де E_{max} – максимальна помилка координати, $E(\nu)$ – відповідна ν помилка.

Слід зазначити, що при обчисленні точки прив'язки граничні лінії зображення можуть проходити обробку, використовуючи при цьому банк фільтрів для усунення помилки дискретизації й ефектів, що відбуваються шляхом виявлення особливих статистичних параметрів.

Тестування виконання моделі проводилось за допомогою 5 наборів даних. Покажемо, що еталони x_e і y_e можуть бути визначені як зображення з малим розкидом їх часткових центрів. Експерименти свідчать, що ці зображення мають близькі коефіцієнти апроксимації c_2 , c_3 . З роботи [5] випливає, що ці зображення мають одноманітні фази. Очевидно, що у разі великих деформацій з'являється нерівномірний розподіл енергії, що призводить у результаті до зсуву координат локальних центрів. У результаті запропонованого навчання похибка визначення точки прив'язки не перевищує 1,5 пікселя. Вона складається з неточності прийнятого поняття еталона, неточності зсуву при навчанні, неабсолютна кореляція квадратного і кубічного коефіцієнта апроксимації для фіксованого зсуву і з неточності від ефектів дискретизації і впливу на статистичні параметри.

Основний метод навчання для оцінки координат точки прив'язки поданий на рис. 1. Для досягнення більшої вірогідності в роботі використовувалася операція тунелювання коефіцієнтів апроксимації, що показано на рис. 2.

Після закінчення навчання, вибірка зображень, що не навчається, класифікується за значеннями відношення c_2/c_3 коефіцієнтів апроксимації відповідних крайових ліній і з урахуванням обчислених щільностей або знайдених зсувів точок прив'язки.

На рис. 3 показані крайові лінії використаного еталонного зображення лазерної траси, і відповідне зображення – на рис. 4.

Табл. 1. показує результати оцінки опорної точки двох трас по 140 використаних зображень, 70 зображень використовувалися для навчання, і інші використовувалися для визначення точки прив'язки. Рис. 5 показує графік розподілу відношень c_2/c_3 від значень часткових центрів.

Особливий інтерес представляє задача прогнозування координат енергетичного центра лазера відносно заданої позиції на основі відомих значень частини шляху. Враховуючи той факт, що траєкторія енергетичного центру лазера представлена такою параметричною кривою

$$\begin{cases} x = x(t) \\ y = y(t) \end{cases},$$

де x , y є координатами центру, t час.

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

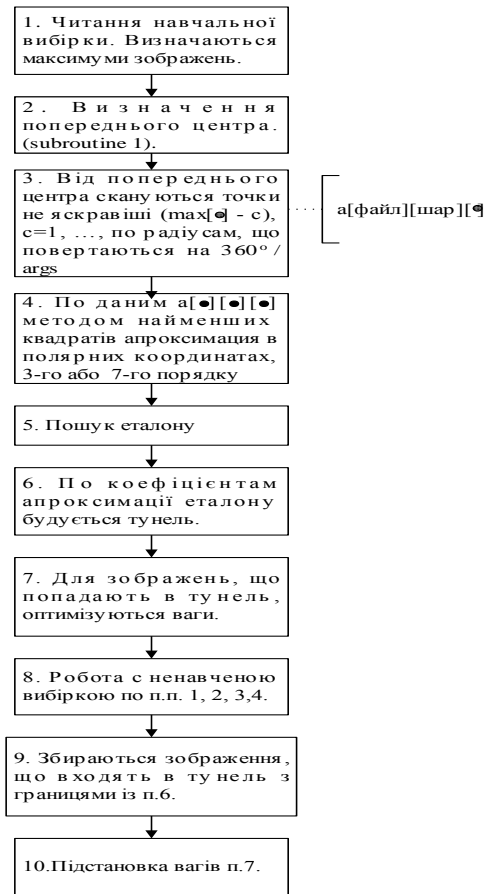


Рис. 1. Навчальний алгоритм для оцінки координат точки прив'язки

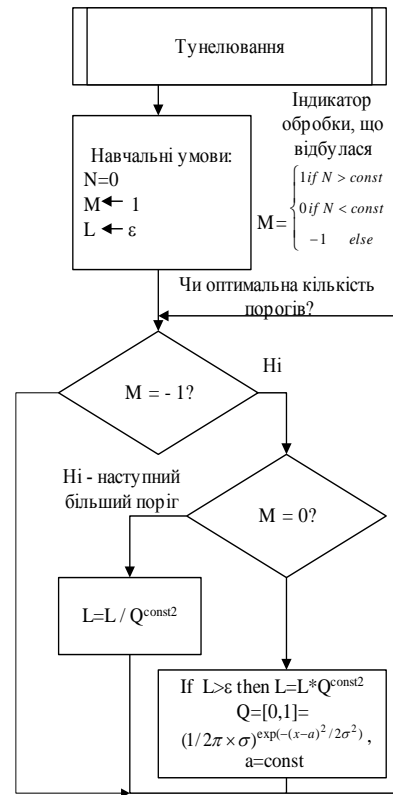


Рис. 2. Тунелювання коефіцієнтів апроксимації

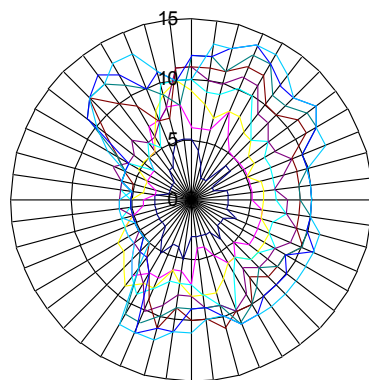


Рис. 3. Крайові лінії еталонного зображення



Рис. 4. Еталонне зображення

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Таблиця 1. Значення точки прив'язки в центральному тунелі

№ зображення	Координата X	Координата Y	Δx	Δy	№ зображення	Координата X	Координата Y	Δx	Δy
2	69.1541	59.3275	-0.1261	0.3459	72	68.9252	60.0516	0.1027	-0.3782
5	70.1457	60.2265	-1.1178	-0.5532	73	67.6251	60.8029	1.4028	-1.1295
6	69.2075	59.4605	-0.1796	0.2128	76	69.0926	59.2218	-0.0647	0.4516
8	69.3655	59.5653	-0.3376	0.1081	78	68.9992	58.5592	0.0287	1.1142
9	70.1315	59.2236	-1.1036	0.4497	99	70.3965	60.9546	-1.3686	-1.2812
11	69.4858	60.5077	-0.4579	-0.8343	101	69.0978	60.8558	-0.0699	-1.1825
14	69.2673	60.7730	-0.2394	-1.0996	108	69.5562	60.7843	-0.5283	-1.1109
23	68.1827	60.8750	0.8452	-1.2016	110	68.7018	59.3707	0.3262	0.3026
26	68.4473	59.3144	0.5806	0.3590	113	69.9831	58.4035	-0.9552	1.2699
27	67.8406	59.8413	1.1873	-0.1679	121	69.4342	58.4801	-0.4063	1.1933
29	69.8535	59.1702	-0.8256	0.5031	122	69.2161	59.1879	-0.1882	0.4854
31	68.9937	60.1161	0.0342	-0.4428	124	67.7009	59.8151	1.3270	-0.1417
36	68.5798	59.1570	0.4482	0.5164	130	68.2052	58.3177	0.8227	1.3557
39	68.2861	58.3387	0.7418	1.3347	131	68.3098	58.3269	0.7181	1.3465
60	68.0184	60.5156	1.0096	-0.8423	132	67.7106	58.2851	1.3173	1.3883
62	67.6880	60.9058	1.3399	-1.2325	137	69.1311	58.9851	-0.1032	0.6883
66	68.5222	59.4425	0.5057	0.2309	139	69.1083	60.5518	-0.0804	-0.8784
70	69.6574	58.2494	-0.6295	1.4240	140	68.1227	59.9511	0.9052	-0.2778

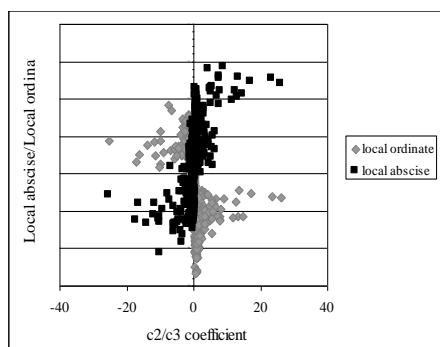


Рис. 5. Залежність координати від відношення c_2/c_3

Дана задача являє собою екстраполяцію функції, задану дискретними значеннями (x_i, y_i) у моменти часу t_i , $(i = 1, 2, \dots, n)$. Через фактичну фізичну природу цієї функції можна припустити наявність у неї безперервності та гладкості. Це дозволяє виконувати екстраполяцію за допомогою формул чисельного диференціювання. Якщо, $\Delta t = 1$, то перші та другі похідні координат обчислюються за допомогою моментів часу вже відомої частини шляху:

$$\begin{aligned}
 x'(t_n) &= x(t_n) - x(t_{n-1}) \\
 y'(t_n) &= y(t_n) - y(t_{n-1}) \\
 x''(t_n) &= x(t_n) - 2x(t_{n-1}) + x(t_{n-2}) \\
 y''(t_n) &= y(t_n) - 2y(t_{n-1}) + y(t_{n-2})
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Тоді координати енергетичного центру в моменти часу оцінюються за формулами:

$$\begin{aligned}
 x(t_{n+1}) &= x(t_n) + 2 \frac{x(t_n) - x(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} \Delta t + \left(\frac{x(t_n) - x(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} - \frac{x(t_{n-1}) - x(t_{n-2})}{t_{n-1} - t_{n-2}} \right) \Delta t^2 \\
 y(t_{n+1}) &= y(t_n) + 2 \frac{y(t_n) - y(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} \Delta t + \left(\frac{y(t_n) - y(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} - \frac{y(t_{n-1}) - y(t_{n-2})}{t_{n-1} - t_{n-2}} \right) \Delta t^2 \\
 & \hspace{15em} (7) \\
 x(t_{n+2}) &= x(t_{n+1}) + 2 \frac{x(t_{n+1}) - x(t_n)}{t_{n+1} - t_n} \Delta t + \left(\frac{x(t_{n+1}) - x(t_n)}{t_{n+1} - t_n} - \frac{x(t_n) - x(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} \right) \Delta t^2 \\
 y(t_{n+2}) &= y(t_{n+1}) + 2 \frac{y(t_{n+1}) - y(t_n)}{t_{n+1} - t_n} \Delta t + \left(\frac{y(t_{n+1}) - y(t_n)}{t_{n+1} - t_n} - \frac{y(t_n) - y(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} \right) \Delta t^2
 \end{aligned}$$

Внаслідок дискретизації лазерного шляху та похибок при визначенні енергетичного центру, оцінка значень похідних має велику похибку, що не дозволяє отримати екстраполяцію шляху більше, ніж на один крок вперед (тобто в момент $t_{n+1} = t_n + \Delta t$).

Для поліпшення якості екстраполяції була застосована кубічна сплайн-інтерполяція наявної траєкторії енергетичного центру з наступною екстраполяцією за формулами:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= x_n + \left(\frac{(t_n - t_{n-1})m_{n-1}}{6} + \frac{x_n - x_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \right) (t - t_n) \\
 y(t) &= y_n + \left(\frac{(t_n - t_{n-1})m_{n-1}}{6} + \frac{y_n - y_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \right) (t - t_n), \hspace{10em} (8)
 \end{aligned}$$

де x_n , y_n є кінцевою точкою траси, t момент часу, для якого робиться прогноз, m є коефіцієнтом звичайного кубічного сплайна.

Приклад прогнозування координат траси подано в табл. 2.

Підхід, що базується на сплайн-інтерполяції, дає суттєво кращу якість екстраполяції, проте не дозволяє екстраполювати трасу більше, ніж на три кроки вперед. Причиною цього, мабуть, є те, що «точковий» підхід до лазерної траси, як до траєкторії центру сили деформації, координати якої значно коливаються, погано обґрунтований з точки зору задачі екстраполяції. Для цього можливо використати перспективний підхід «площі» характеристик параметрів профілю лазера або їх препаратів, які не містять коливань. Крім того, досліджується можливість екстраполяції шляхів за допомогою самонавчання нейронної мережі.

Висновки. Таким чином, запропоновано навчальний алгоритм для визначення координат точки прив'язки для зображень лазерної траси. Складність запропонованих функцій якого дозволяє виконувати обробку в реальному режимі часу з відносно простим програмним забезпеченням. Це досягається за допомогою коефіцієнтів апроксимації крайових ліній, таких як c_2 , c_3 [5] і c_7 , а також використанням декількох систем рівнянь в обчисленнях при навчанні, і перебудуванням звичайного енергетичного центру в інших обчисленнях.

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Таблиця 2. Приклад екстраполяції

№ Зображення	Реальні значення центра траси		Прогнозовані значення координат Сплайн екстраполяція		Помилка прогнозування			
					Абсолютна помилка		Відносна помилка, %	
	X	Y	Xпр	Yпр	X	Y	X	Y
101	68.2951	59.3841	68.8329	67.7538	0,5378	8,3697	0,78746	14,0941
102	68.2340	67.2813	69.6841	69.1518	1,4501	1,8705	2,12518	2,78011
103	68.2031	58.9162	70.5352	70.5497	2,3321	11,6335	3,41934	19,7458
201	69.4534	63.8946	71.3257	58.2359	1,8723	5,6587	2,69576	8,85630
202	73.0782	60.2154	73.1341	57.4110	0,0559	2,8044	0,07649	4,65728
203	70.7270	63.2449	74.9425	56.5861	4,2155	6,6588	5,96024	10,5286
301	69.8272	64.9168	65.7048	70.4522	4,1224	5,5354	5,90371	8,52691
302	69.7406	68.8829	62.1084	72.5311	7,6322	3,6482	10,9437	5,29623
303	69.3685	67.7657	58.5121	74.6100	10,8564	6,8443	15,6503	10,0999
401	60.8038	63.1096	68.9438	68.0775	8,14	4,9679	13,3873	7,87186
402	66.8957	60.3829	70.1970	68.7354	3,3013	8,3525	4,93499	13,8325
403	69.4878	62.5691	71.4501	69.3933	1,9623	6,8242	2,82394	10,9066
501	66.6233	67.7084	68.6955	62.5056	2,0722	5,2028	3,11032	7,68412
502	70.8832	59.2606	68.8265	62.6642	2,0567	3,4036	2,90153	5,74344
503	71.8182	58.7224	68.9574	62.8229	2,8608	4,1005	3,98339	6,98285
601	64.2898	66.9677	60.3812	66.2464	3,9086	0,7213	6,07968	1,07708
602	62.2370	63.4547	57.7888	67.6788	4,4482	4,2241	7,14719	6,65687
603	62.6127	61.5695	55.1964	69.1112	7,4163	7,5417	11,8447	12,2490
701	66.4375	64.7769	67.0417	56.1264	0,6042	8,6505	0,90942	13,3543
702	69.4883	60.2840	67.3558	52.3732	2,1325	7,9108	3,06886	13,1225
703	67.5625	64.8700	67.6699	48.6200	0,1074	16,25	0,15896	25,0501

Результати моделювання показують помилку визначення опорної точки 1,1 – 1,2 пікселя, що суттєво менше, ніж у традиційних методах апроксимації [2], у тих самих умовах. Запропоновані методи можуть бути використані при розпізнаванні образів та стисненні зображень через кореляцію коефіцієнтів наближення та фази зображення.

В оцінці ряду вимірювань параметрів зображень протяжних лазерних трас стає значною складністю точне визначення контурів крайових ліній. У роботі використовувалися загальноприйняті методи для визначення крайових ліній зображення. Для більш точного визначення контурів зображення можуть використовуватися цифрові фільтри.

Для збільшення точності результатів вимірювання можна виконати обчислення, застосовуючи кілька ітерацій, взявши за початкові значення раніше визначені параметри, і використовуючи при цьому формування коефіцієнтів апроксимації шляхом розв'язання систем рівнянь (7) і (8). Зокрема, при використанні другої ітерації, точність буде підвищена приблизно в 1,5 рази. Для скорочення кількості спотворених зображень і визначення типу спотворень можна використовувати набір коефіцієнтів, апроксимації яскравості і крайові лінії, відповідно до тривимірного набору тунельних параметрів. Для вибору оптимальних порогів можна використовувати динамічну систему тунелювання їх установки [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Basov N.G., Zemskov E.M., Kutaev Y.F. et al. «Laser Control of Near Earth Space and Possibilities for Removal of Space Debris from Orbit with Explosive Photo-Dissociation Lasers with Phase Conjugation». Proc. GCL/HPL 98. SPIE Symposium. St-Petersburg, Russia, 1998.*
2. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: «Наука», 1986.*
3. *Cho Y.H. «An Efficient Compression of Image Data Using Neural Networks of Hybrid Learning Algorithm». Int. ICSC/IFAC Symposium on Neural Computation – NC'98, Vienna, Austria, 1998, pp. 798 – 801.*
4. *Grudin M.A., Harvey D.M., Timchenko L.I., Lisboa P.J.G. «Face Recognition Method Using a Multi-stage Hierarchical Network,» IEEE Intl. Conf. Acoustic, Speech and Signal Proc. ICASSP97 Munich, Germany, Vol. 4, pp. 2545 – 2548, 1997.*
5. *Sugimura H., Takashima K. «On a fractal approach to actual plant images». Proc. of Int. Conf. Pattern Recognition and Image Processing'99. Minsk, Republic of Belarus, pp. 130-133, 1999.*
6. *Ta-Hsin li, Gibson J.D. «Time correlation analysis of a class of nonstationary signals with an application to radar imaging». IEEE Intl. Conf. Acoustic, Speech and Signal Proc. ICASSP97 Munich, Germany, Vol.5, pp. 3765-3769, 1997.*

REFERENCES

1. *Basov N.G., Zemskov E.M., Kutaev Y.F. et al. «Laser Control of Near Earth Space and Possibilities for Removal of Space Debris from Orbit with Explosive Photo-Dissociation Lasers with Phase Conjugation». Proc. GCL/HPL 98. SPIE Symposium. St-Petersburg, Russia 1998.*
2. *Bronshsteyn I.N., Semendayev K.A. Mathematics. – Moscow: Science, 1986.*
3. *Cho Y.H. «An Efficient Compression of Image Data Using Neural Networks of Hybrid Learning Algorithm». Int. ICSC/IFAC Symposium on Neural Computation – NC'98. Vienna, Austria, 1998, pp. 798-801.*
4. *Grudin M.A., Harvey D.M., Timchenko L.I., Lisboa P.J.G. «Face Recognition Method Using a Multi-stage Hierarchical Network», IEEE Intl. Conf. Acoustic, Speech and Signal Proc. ICASSP97 Munich, Germany, Vol. 4, pp. 2545 – 2548, 1997.*
5. *Sugimura H., Takashima K. «On a fractal approach to actual plant images». Proc. of Int. Conf. Pattern Recognition and Image Processing'99. Minsk, Republic of Belarus, pp. 130-133, 1999.*
6. *Ta-Hsin li, Gibson J.D. «Time correlation analysis of a class of nonstationary signals with an application to radar imaging». IEEE Intl. Conf. Acoustic, Speech and Signal Proc. ICASSP97 Munich, Germany, Vol. 5, pp. 3765 – 3769, 1997.*

Л. И. Тимченко, д.т.н., проф.

*(заведуючий кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика»,
Государственного университета инфраструктуры и технологий)*

А.А. Герций, к.т.н., доц.

*(заведуючий кафедри «Автоматизация и компьютерно-интегрированные
технологии транспорта», Государственного университета инфраструктуры и
технологий)*

Н.И. Кокряцкая, к.т.н., доц.

*(доцент кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика»,
Государственного университета инфраструктуры и технологий)*

М.Н. Галушко,

(аспірант Государственного университета инфраструктуры и технологий)

**МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ КООРДИНАТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ЦЕНТРА
ИЗОБРАЖЕНИЙ ПРОТЯЖЕННЫХ ЛАЗЕРНЫХ ТРАСС**

В работе разработан метод анализа нестационарных сигналов на примере исследования лазерных трасс. Этот метод выявляет взаимосвязь между коэффициентами аппроксимации сигнала и геометрическими характеристиками сигнала (например, энергетическим центром, моментом инерции). В работе

представлены примеры применения этого метода для задачи точного определения координат при компенсации сдвига изображения в лазерной трассе.

Ключевые слова: параллельно-иерархическая сеть, лазерная трасса, обработка последовательности изображений в реальном времени, система динамического туннелирования.

*Leonid I. Timchenko, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(Head of the Department of «Telecommunications Technologies and Automatics»,
State University for Infrastructure and Technology)*

*Olexander A. Gertsy, PhD (Technical Sciences), Associate Professor
(Head of the Department of Automation and Computer-Integrated Transport Tech-
nologies, State University for Infrastructure and Technology)*

*Natalia I. Kokryatskaya, PhD (Technical Sciences), Associate Professor
(Associate Professor of the Department of Telecommunications Technologies and
Automatics», State University for Infrastructure and Technology)*

*Maryna M. Halushko,
(Postgraduate of State University for Infrastructure and Technology)*

**METHOD FOR MEASUREMENT OF COORDINATES OF POWER CENTRE
OF EXTENDED LASER PATH IMAGES**

In the article authors have worked out a nonstationary signal analysis method on an example of research of laser paths. This method disclosed relationship between signal approximation coefficients and geometry signal characterizations (for example, energy center, moment of inertia). An example, which is demonstrating an application of this method for exact coordinate determination problem in laser paths at displacement compensation in laser imaging are present.

Keywords: parallel-hierarchical network, laser path, real-time image sequences, dynamic tunnelling system.

Стаття надійшла до редакції 15.12.2017 р.

УДК 658.012:681.32:621.38

*Л. І. Тимченко, д.т.н., професор
(завідувач кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика»,
Державний університет інфраструктури та технологій)*

*Н. І. Кокряцька, к.т.н., доцент
(доцент кафедри «Телекомунікаційні технології та автоматика», Державний університет інфраструктури та технологій)*

І. Д. Івасюк, к.т.н., доцент

Ю. В. Майстренко

(аспірант, Державний університет інфраструктури та технологій)

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ДАНИХ НА ОСНОВІ ІЄРАРХІЧНОГО КОДУВАННЯ

У даній статті проводиться аналіз методів ущільнення даних, що використовуються на даний момент в комп'ютерній техніці та розглядаються шляхи розробки технології ущільнення даних на основі ієрархічного кодування, зокрема ітераційного та побітового методів.

Ключові слова: ущільнення, стиск, кодування, інформація, дані, кодер, декодер, модель, алгоритм, біт, адаптивне кодування, ієрархічне кодування, побітове кодування.

Постановка проблеми. Останні 30 – 40 років обсяги цифрової інформації постійно збільшуються, поступово вся інформація оцифровується, а отже, відповідно до цього потрібно збільшувати в потужності накопичувачі інформації та канали її передачі. Досягти цього можна лише двома шляхами: збільшуючи саму вмістимість накопичувачів та потужність каналів передачі даних або зменшити обсяг інформації, не втрачаючи її. На сьогоднішній день розвиток техніки рухається паралельно в обох напрямках, адже неможливо досягти значних результатів, вибравши тільки один напрям. Вірніше можливо, тільки шляхом збільшення потужностей, але через свою собівартість не буде досягнуто поставленої мети в глобальному масштабі. Шлях зменшення обсягів даних значно зменшує витрати на побудову таких систем. А отже в процесі розвитку комп'ютерної техніки, техніка ущільнення даних стосовно до інформаційних технологій удосконалювалась і підійшла до тієї межі, коли потрібно шукати нові методології ущільнення даних, оскільки існуючі через деякий час перестануть задовільняти потреби. Отже, візьмемо для нас більш пріоритетним методологію ущільнення даних.

Метою роботи є проведення стислого класифікаційного аналізу методів ущільнення, що використовуються в комп'ютерних технологіях сьогоднішнього та пошук рішень поставленої проблеми.

© Тимченко Л. І., Кокряцька Н. І., Івасюк І. Д., Майстренко Ю. В., 2018

Виклад основного матеріалу. В даний час у комп'ютерній техніці ущільнення використовуються статистичні і словникові методи.

З статистичних методів найпоширенішим є кодування Шеннона-Фано і кодування Хаффмена (статичне, динамічне і з блокуванням), а зі словникових – сімейство алгоритмів, заснованих на широко відомому методі кодування Лемпеля-Зіва-Велча. Можна відзначити деякі інші методи ущільнення, що використовуються в комп'ютерних технологіях. Це арифметичне кодування і кодування на основі стопки книг. Проаналізуємо деякі з них.

Кодування Хаффмена має мінімальну надмірність за умови, що кожний символ кодується окремим ланцюжком в алфавіті $\{0,1\}$. Його недоліком є залежність ступеня ущільнення від близькості ймовірності символів до негативного ступеня 2, що пов'язано з кодуванням кожного символу цілим числом біт.

Арифметичне кодування є методом, що дозволяє упаковувати символи вхідного алфавіту без утрат за умови, що відомий розподіл частот цих символів. Концепція методу була викладена в 60-х роках у роботах Еліаса. При реалізації цього методу виникають дві проблеми: по-перше, необхідна арифметика дійсних чисел, узагалі говорячи, необмеженої точності, а по-друге, результат кодування стає відомий лише при закінченні вхідного потоку.

В основу словникових методів покладене кодування ланцюжків символів (LZ77 – compression). Суть його в такому: пакувальник постійно береже деяку кількість останніх оброблених символів у деякому буфері – ковзному словнику. В міру обробки вхідного потоку символи, що знову надійшли, потрапляють у кінець буфера, зрушуючи попередні символи і витісняючи найстаріші. Час ущільнення при такій реалізації пропорційний добутку довжини вхідного потоку на розмір буфера, що є непридатним для практичного використання. Для поліпшення процедури швидкого пошуку в словнику використовується двійкове дерево, що дозволило дещо підвищити швидкість роботи.

Далі пропонується група так званих методів ієрархічного кодування, що дозволяють розділити процес ущільнення даних на процедури моделювання і безпосередньо кодування.

Основна ідея цієї групи методів заснована на представленні вхідного потоку у вигляді багаторівневого (ієрархічного) потоку даних і їхньому кодуванні на кожному рівні ієрархії, взаємодії між якими визначає однозначний процес декодування.

Класифікаційний аналіз найвідоміших методів ущільнення з урахуванням запропонованих, приведений на рис. 1.

Коротко зупинимося на тих методах, що не згадувалися вище. Сімейство алгоритмів LZ78 (LZW, MW, AP, Y) відрізняє висока швидкість роботи як при упаковуванні, так і при розпаковці, достатньо скромні вимоги до пам'яті і прямої апаратної реалізації. Недолік – менший ступінь ущільнення в порівнянні зі схемою двоступінчатого кодування LZ77.

Алгоритм LZW має важливу властивість префіксності, а алгоритм MW не є префіксним і для нього реалізація словника важка.

Алгоритм AP нарощує словник набагато швидше, ніж MW і ущільнення є кращим, ніж MW.

Y-кодування, відкрите Д. Бернстейном, додає в словник один рядок на кожний читаний символ і подібно алгоритму LZW має властивість префіксності. Найцікавіші алгоритми LZFG (Fiala and Greene, 1989), що являють собою комбінацію LZ77 і LZ78

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

з оригінальною структурою словника, а також моделювання методом пророкувань часткових збігів PPM (Prediction by Partial Matching), що досягає найбільш високих ступенів ущільнення в сполученні з арифметичним кодером.

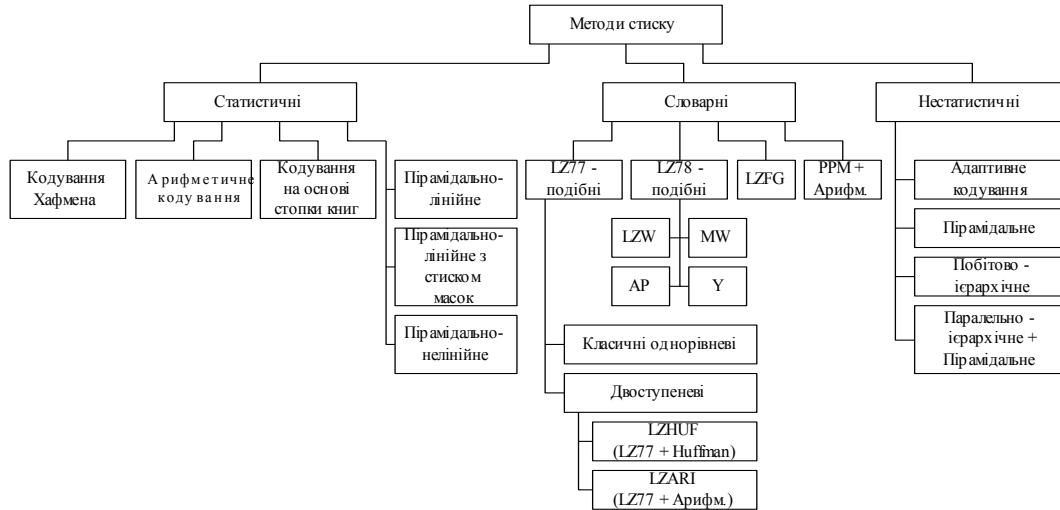


Рис. 1. Класифікаційний аналіз методів ущільнення

По суті, всі розглянуті вище алгоритми зводяться до двох основних ідей: «скорочувати часте» (статистичні методи), «повторювати старе» (словникові методи).

У даному розділі досліджуються нові напрями в техніці ущільнення, що зводяться до таких ідей: аналізу щільності розподілу однакових символів (статистичний метод) і аналізу багаторівневого представлення даних на кожному рівні ієрархії (група нестатистичних методів).

Адаптивний метод ущільнення. Розглянемо декілька реалізацій нестатичного ущільнення на прикладі так названого адаптивного кодера (adaptive coder). Загальна ідея організації такого кодера полягає в тому, щоб ввести в загальну таблицю кодування функції кодування, що змінюються залежно від початкових даних. Алгоритми, засновані на даній ідеї, однопрохідні і дають великий ступінь ущільнення, оскільки аналізуються локальні структури даних; обумовлені на основі функцій адаптивного кодування. Розглянемо дві реалізації функцій кодування. Перша з них пов'язана з безпосереднім завданням функцій кодування для визначеної (або визначених) кодової (кодових) комбінацій. Друга реалізація заснована на завданні функцій кодування у вигляді таблиці. Розглянемо першу реалізацію, тобто функцію адаптивного кодування Y_k – вираз (1), у якому $P_1, P_2 \in \{0,1\}$ – керуючі біти, P_1 – керуючий біт для диференціації комбінацій – $x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0 \cup 1$ і комбінацій, для яких $x_{i-1} \oplus x_i = 0, x_{i+1} = \bar{x}_i, P_2$ – керуючий біт для диференціації комбінацій – $x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0$ и $x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 1, x_y$ – керуюча бітова послідовність. У нижченаведених табл. 1, табл. 2, табл. 3 вхідний потік даних перетвориться у вихідний потік першого ($x^{(1)}$) і другого ($x^{(2)}$) ієрархічних рівнів.

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Інакше, вхідний потік даних представляється у вигляді вихідної інформації $\{x_j^{(1)}\}$ і $\{x_j^{(2)}\}$, закодованої на двох ієрархічних рівнях, взаємодія між якими однозначно визначає процес її декодування.

Таблиця 1. Кодування вхідних даних у вікні

Вхідні дані (x) x_{i-1}, x_i, x_{i+1}	Вхідні дані на першому рівні $(x^{(1)}), x_{j-1}^{(1)}, x_j^{(1)}$	Вхідні дані на другому рівні $(x^{(2)}), x_{j-1}^{(2)}, x_j^{(2)}$
000	Y_k	Y_k
001	01	1
010	0	00
011	0	01
100	1	00
101	1	01
110	10	1
111	Y_k	Y_k

Таблиця 2. Кодування вхідних даних між вікнами

Вхідні дані (x) x_{i-1}, x_i, x_{i+1}	Вхідні дані на першому рівні $(x^{(1)}), x_{j-1}^{(1)}, x_j^{(1)}, x_{j+1}^{(1)}$	Вхідні дані на другому рівні $(x^{(2)}), x_{j-1}^{(2)}, x_j^{(2)}, x_{j+1}^{(2)}$
000	00	1
001	01	1
010	0	00
011	0	01
100	1	00
101	1	01
110	10	1
111	11	1

Таблиця 3. Кодування вхідних даних у вікні

Вхідні дані (x) x_{i-1}, x_i, x_{i+1}	Вхідні дані на першому рівні $(x^{(1)}), x_{j-1}^{(1)}, x_j^{(1)}$	Вхідні дані на другому рівні $(x^{(2)}), x_{j-1}^{(2)}, x_j^{(2)}$
000	-	-
001	01	1
010	0	00
011	0	01
100	1	00
101	1	01
110	10	1
111	-	-

Розглянемо іншу модифікацію нестатичного ущільнення на прикладі адаптивного кодера, функція кодування в якому задана таблично. Ідея реалізації такого адаптивного

кодера полягає в тому, щоб ввести в основну таблицю кодування допоміжну, дія якої залежить від структури початкових даних.

$$Y_k = \begin{cases} x_{j-1}^{(2)} = x_j^{(2)} = 1, & x_{j-1}^{(1)} \oplus x_j^{(1)} = 0 \cup x_{j+1}^{(1)} \oplus x_{j+2}^{(1)} = 0, & x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0. \\ x_{j-1}^{(2)} = x_j^{(2)} = x_{j+1}^{(2)} = 1, & x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 1, & x_{j-1}^{(1)} \oplus x_j^{(1)} = 0 \cup x_{j+1}^{(1)} \oplus x_{j+2}^{(1)} = 0 \cup x_{j+3}^{(1)} \oplus x_{j+4}^{(1)} = 0. \\ x_{j-1}^{(1)} = x_j^{(1)} = 0, & x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0, & x_{j-1}^{(2)} = 1, x_j^{(2)} = 0. \\ x_{j-1}^{(1)} = x_j^{(1)} = 1, & x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 1, & x_{j-1}^{(2)} = 1, x_j^{(2)} = 0. \\ x_{j-1}^{(2)} = x_j^{(2)} = 1, & x_y = P_1 \cup P_1, P_2, \end{cases} \quad (1)$$

Такий алгоритм також однопрохідний і дає великий ступінь ущільнення оскільки аналізуються локальні структури даних на основі допоміжної таблиці кодування. Основна і допоміжна таблиці кодування подані відповідно в табл. 2. і табл. 3.

У загальному вигляді алгоритм адаптивного кодування полягає в такому. Відповідно до функції кодування (2) визначаються ділянки (або вікна) потоку даних, для якого виконується співвідношення:

$$n_H + n_y < n_s, \quad (2)$$

де n_H – число біт, що витрачаються на кодування координати початку вікна, n_y – число біт у керуючій бітовій послідовності x_y , n_s – число заборонених комбінацій у вікні, що дають стиск вхідних даних.

Визначення 1. Комбінація вважається забороненою у вікні, якщо при її кодуванні виконуються такі співвідношення: $x_{j-1}^{(1)} \oplus x_j^{(1)} = 0$, а $x_{j-1}^{(2)} = 1$.

Визначення 2. Комбінація вважається забороненою у вікні й у той же час, що дає стиск, якщо при її кодуванні виконуються такі логічні співвідношення:

$$\begin{aligned} x_{j-1}^{(2)} = x_j^{(2)} = 1, & \quad x_{j-1}^{(1)} \oplus x_j^{(1)} = 0 \cup x_{j+1}^{(1)} \oplus x_{j+2}^{(1)} = 0, & x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0; & \text{ а також} \\ x_{j-1}^{(1)} = x_j^{(1)} = 0, & \quad x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0, & x_{j-1}^{(2)} = 1, & x_j^{(2)} = 0, \text{ і} \\ x_{j-1}^{(1)} = x_j^{(1)} = 1, & \quad x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 1, & x_{j-1}^{(2)} = 1, & x_j^{(2)} = 0. \end{aligned}$$

Для полегшення кодування координати кінця вікна його довжина вибирається фіксованою і визначається довжиною двійкової розрядної сітки числового діапазону помилкових комбінацій координат початку вікна.

Умовою формування вікна, у межах якого діє допоміжна табл. 3., є така.

Якщо після комбінацій $x_{i-1} = x_i = x_{i+1} = 0 \cup 1$, слідує комбінації, для яких справедливо $x_{i-1} = x_i, x_{i+1} = x_i$, то дані комбінації є дозволеними. У протилежному випадку ці комбінації є забороненими. Якщо у вікні є заборонені комбінації, то кодування вхідних даних проводиться відповідно до табл. 2. Розглянемо більш докладно процес формування координати початку вікна.

Початком вікна може бути послідовність двох комбінацій, для яких дотримуються такі логічні умови:

$$x_{j-1}^{(1)} \oplus x_j^{(1)} = 0 \cap x_{j+1}^{(1)} \oplus x_{j+2}^{(1)} = 0, \quad x_{j-1}^{(2)} \oplus x_j^{(2)} = 0. \quad (3)$$

Координати початку і кінця вікна будемо визначати відповідно до таких міркувань. Координату початку вікна найзручніше визначати, підраховуючи число комбінацій, для яких виконуються логічні умови (3).

Тоді скорочення числа біт у кожному вікні визначається співвідношення

$$N = k + 2, \quad (4)$$

де k – число заборонених комбінацій у вікні.

Координату кінця найдоцільніше визначати по заданому числу заборонених комбінацій у вікні (k).

Очевидно, що вікно, розмірністю N , яке задовольняє умовам (3) кодується відповідно до табл. (2). лише в тому разі, якщо справедливе таке співвідношення:

$$N < n_H, \quad (5)$$

Кодування вхідних даних початку вікна у вікнах і між ними проводиться, відповідно, на основі табл. 2. і табл. 3.

Можна ввести менш жорсткі обмеження на умови (5) формування вікна, для чого необхідно використовувати керуючу кодову послідовність. Дана послідовність диференціює ті вхідні комбінації, для яких на першому ієрархічному рівні виконується логічна умова:

$$X_{j-1}^{(1)} \oplus X_j^{(1)} = 0, \quad (6)$$

У разі виконання умови (6) на другому ієрархічному рівні повинно бути:

$$X_{j-1}^{(2)} = 0. \quad (7)$$

Тоді умова (5) формування вікна трансформується в таке співвідношення:

$$N < n_H + n_V, \quad (8)$$

де n_V – число біт, що затрачаються на диференціацію тих вхідних кодових комбінацій, для яких справедливе виконання умов (6) і (7).

Ітераційний метод ущільнення на основі ієрархічного кодування. Ідея даного засобу полягає в розбивці початкової бітової послідовності на бітові тріади – трибітове слово і відрізняється проведенням попередньої обробки відповідно до табл. 2.

Основна мета такої попередньої обробки – в обумовленому вікні звузити динамічний діапазон представлення трибітових слів.

Після зазначеної попередньої обробки, що фактично знижує середню довжину бітових серій, мабуть найдоцільніше використовувати як початкову інформацію для подальшого кодування вихідні дані першого ієрархічного рівня (табл. 2.). Надалі ці дані першого рівня також представляють у вигляді послідовності трибітових слів. Потім із трибітових слів формуються початкові множини для наступного пірамідального кодування.

Суть ітераційного ієрархічного кодування полягає у виборі в кожній множині мінімального елемента (a_{\min}) і формуванні різниць $a_i - a_{\min}$. Це перетворення записується в такий спосіб:

$$\{a_i\}_{i=1}^k \Rightarrow \left(a_{\min}, \bigcup_{i=1}^k (a_i - a_{\min}) \right), \quad (9)$$

де k – число елементів у множині.

Перетворення (9) проводиться в тому разі, якщо функція керування для j -ї множини $Y_y^{(j)} = 1$, тобто:

$$Y_{y_1}^{(j)} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } n_1 - n_2 \geq 1 \cup a_i - a_{\min} > n - 1 \\ 0, & \text{в іншому випадку,} \end{cases} \quad (10)$$

де n_1 і n_2 – число біт, що затрачаються на кодування відповідно до і після попередньої обробки і наступного кодування, n – розрядність таблично перетворених кодових трибітових ланцюжків.

Можливість організації адаптивного кодування пов'язана з запам'ятовуванням: $\sum_{j=1}^m (Y_{y_1}^{(j)} = 0)$ і введенням на основі цієї інформації керуючої байтової послідовності Y_{y_2}

Запишемо умову ущільнення для перетворення вигляду (9), для чого необхідно виконання такої нерівності:

$$n_2 + n_{y_1} + n_{y_2} < n_1, \quad (11)$$

де n_{y_1} , n_{y_2} – число біт, що затрачаються в першій і другій керуючих кодових послідовностях.

Операція декодування проводиться в оберненій послідовності, тобто спочатку аналізуються керуючі послідовності Y_{y_2} , Y_{y_1} , а потім реалізується операція вигляду:

$$a_{\min} + \bigcup_{i=1}^k (a_i - a_{\min}). \quad (12)$$

Використовуючи вихідні дані табл. 2 нескладно одержати початкову вхідну інформацію. Аналіз розглянутої групи методів свідчить, що найбільша результативність ущільнення (до 5-7%) досягається в тому разі, якщо як вхідні дані використовуються архівні дані.

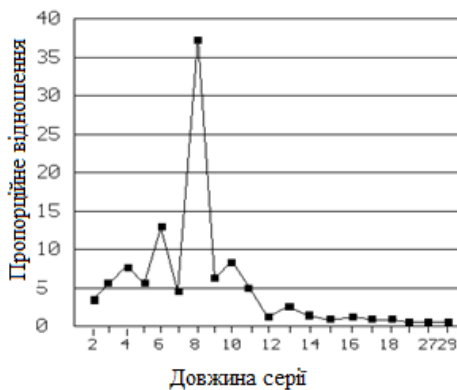
Побітово-ієрархічний метод кодування. Початкові дані, наприклад файл, розбивають на бітові ланцюжки таким чином, що одноелементні серії (серія – послідовність однакових бітів) можуть знаходитися тільки на початку і кінці ланцюжка. Причому на початку не більш однієї одноелементної серії. Кожний ланцюжок закінчується однією однобітовою серією зі збільшенням ще на один біт, узятий із наступної серії (незалежно від того, яка серія наступна).

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

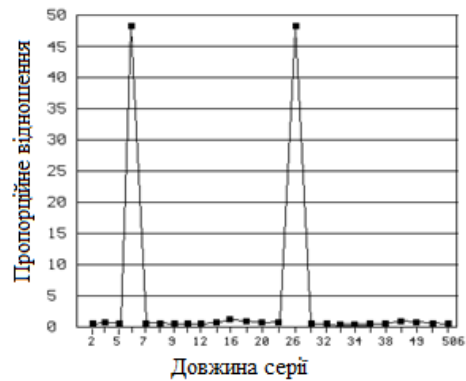
Після такої попередньої обробки файла, ланцюжки готові для кодування. Кодування полягає в ієрархічному процесі зменшення всіх серій на один біт. Причому всі одноелементні серії (крім випадку, якщо одноелементна серія знаходиться на початку ланцюжка), узагалі не розглядаються. Таким чином, початковий файл замінюється двома послідовностями. Одна складається з того, що залишилося від початкового файла, інша – із різницевих довжин ланцюжків, на які був розбитий файл.

На рис. 2, а – г і 3, а – г приведені відповідно частотний розподіл довжин серій і результати моделювання алгоритму побітово-ієрархічного кодування для різноманітних типів файлів.

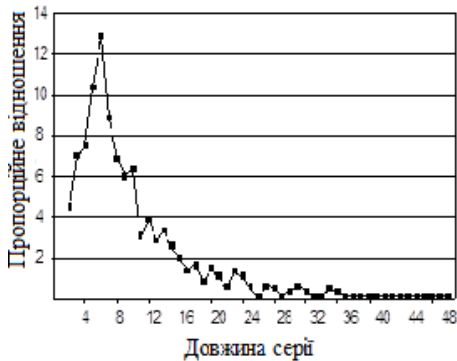
Визначимо умову ущільнення для даного методу кодування. Позначимо через $\Phi_i^k(x, y)$ – функцію довжини ланцюжка, де k – кількість елементів ланцюжка, $k = 3, n$, а n – кількість біт у файлі, x – кількість початкових одноелементних серій у ланцюжку, причому $x = 2, 3$, y – кількість неоднорічних серій у ланцюжку, i – кількість ланцюжків. Мінімальна кількість ланцюжків у файлі може бути $i = 1$, у разі, коли $k = n$, а максимальне $i = \frac{n}{3}$ при $k = 3$, тобто $i = 1, \frac{n}{3}$. Позначимо $\sum_i x = X$, а $\sum_i y = Y$.



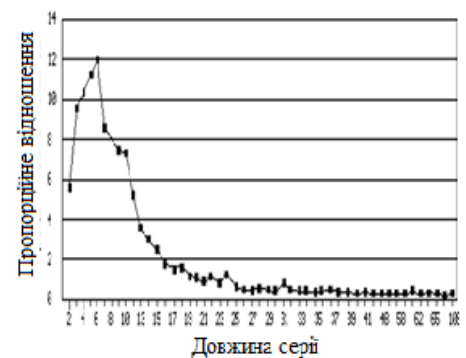
а) для текстового файла



б) для графічного файла



в) для виконуваного файла



г) для архівного файла

Рис. 2. Частотний розподіл довжин серій для різноманітних типів файлів

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Функція приймає три значення для кожного i -го ланцюжка:

$$\Phi_i^k(x,y) = \begin{cases} k & \text{при } x=2,3 \\ k-(y+1) & \text{при } x=0, \\ k-(y+2) & \text{при } x=1 \end{cases} \quad (13)$$

Розглянемо приклад кодування бітової послідовності: 100101000110101100010. Даний фрагмент розбивається на три ланцюжка (1,2,3): 1001010; 00110101; 100010. Результатом кодування будуть послідовності нових ланцюжків: 10; 001; 100, а також службова інформація 7; 1; -1. Службова інформація формується на підставі середньої довжини початкових ланцюжків.

Алгоритм відновлення стисненої інформації заснований на аналізі останнього елемента ланцюжка. При декодуванні наступним елементом ставиться той самий як і останій елемент в кодованому ланцюжку даних, а наступні елементи формуються по чергово один за одним. За допомогою службової інформації можна контролювати кількість потрібних елементів в кожному ланцюжку даних відносно першого елемента в службовій інформації. Для вищезгаданого прикладу операція декодування буде записуватись так, як це подано на рис. 4.

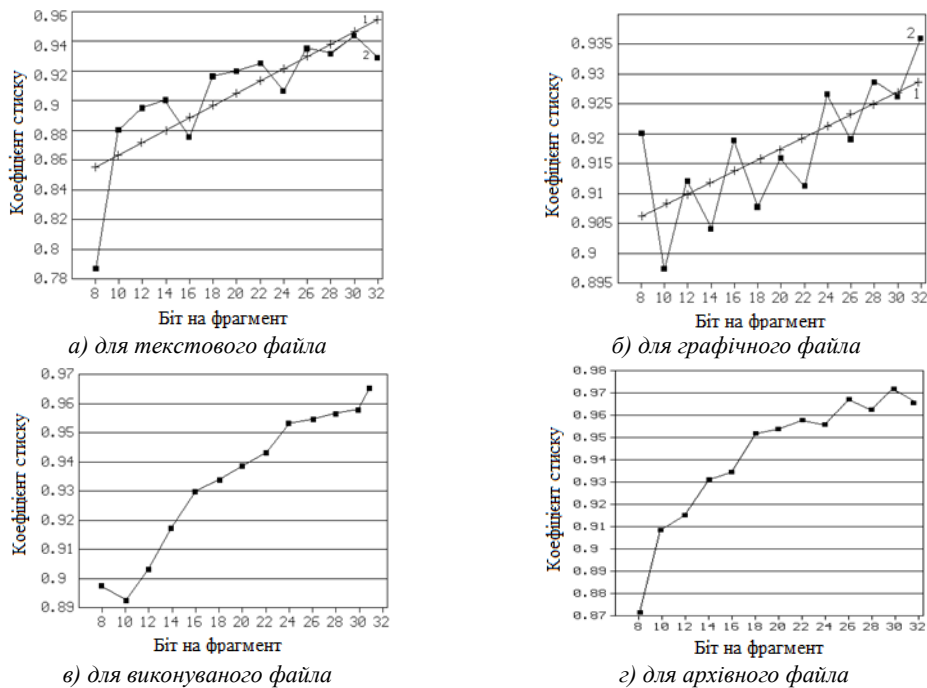


Рис. 3. Коефіцієнт ущільнення для різноманітних типів файлів

Запишемо умову ущільнення, позначивши через p – відносний коефіцієнт ущільнення. Тому що функція $\Phi_i^k(x,y)$ приймає три значення (включаючи прийняте значення до перетворення), то кожний ланцюжок кодується по одному з двох напрямків відповідно до

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Процес відновлення ланцюга даних	Службова інформація	Число елементів відновленого ланцюга
$\underbrace{10} \rightarrow \underbrace{01010} \rightarrow \underbrace{1001010}$ Результат кодування Додані елементи Відновлений код	(7)	(7)
$001 \rightarrow 10101 \rightarrow 00110101$	(1)	(7+1)
$100 \rightarrow 0101 \rightarrow 100010$	(-1)	(7-1)

Рис. 4. Процес відновлення ланцюга даних

прийнятих функцією значеннями. Тому позначимо через $\sum \Phi_i^k(1)$ – суму значень функції до кодування, $\sum \Phi_i^k(2)$ – суму значень функції після кодування по першому напрямку, $\sum \Phi_i^k(3)$ – суму значень функції після кодування по другому напрямку.

$$\begin{aligned} \text{Тоді } p_1 &= \frac{\sum \Phi_i^k(1)}{\sum \Phi_i^k(2)} \quad i \quad p_2 = \frac{\sum \Phi_i^k(1)}{\sum \Phi_i^k(3)}. \\ p_1 &= \frac{\sum \Phi_i^k(1)}{\sum \Phi_i^k(2)} = \frac{\sum k}{\sum (k - (y+1))} = \frac{n}{\sum k - \sum y - \sum 1} = \frac{n}{n - Y - i} > 1 \\ p_2 &= \frac{\sum \Phi_i^k(1)}{\sum \Phi_i^k(3)} = \frac{\sum k}{\sum (k - (y+2))} = \frac{n}{\sum k - \sum y - \sum 1} = \frac{n}{n - Y - 2i} > 1. \end{aligned}$$

Вирішуючи ці нерівності маємо:

$$\begin{aligned} n &> n - Y - i, & n &> n - Y - 2i, \\ Y + i &> 0, & Y + 2i &> 0, \\ p_1 &= Y + i + 1, & p_2 &= Y + 2i + 1. \end{aligned} \tag{14}$$

Отже, умовою ущільнення є величина суми кількості неодноразових серій і кількості ланцюжків, а відносний коефіцієнт ущільнення показує, які можливості представляє результат кодування файлу для необхідного обсягу службової інформації. Дана властивість методу свідчить про його ефективність для кодування переходів типу $0 \rightarrow 1$ і $1 \rightarrow 0$, тобто для ущільнення, наприклад, контурних зображень.

Алгоритм декодування ще більш простий, тому що збільшуємо кожну серію (крім першої) у всіх ланцюжках на один біт, доповнивши одиничними серіями (виходячи зі службової інформації) наприкінці кожного ланцюжка. Причому доповнювати одиничні серії починаємо з «1», якщо остання неодиначна серія ланцюжка складається з нулів і з «0», якщо – з одиниць. У результаті початковий файл відновлений. Виходячи з умови ущільнення (14) даного алгоритму кодування очевидно, що чим більше одиничних серій, тим алгоритм ефективніший, а з огляду на той факт, що середня довжина серій найменша в архівних файлах (≈ 2 біт) у

порівнянні з іншими типами файлів, то даний алгоритм кодування необхідно застосовувати в першу чергу до архівних файлів, додатково стискаючи їх ще до 10%.

Висновки. Моделювання побітово-ієрархічного методу ущільнення показує, що з метою зменшення середньої довжини бітових серій безпосередньо перед операцією кодування, до початкових вхідних даних доцільно застосовувати операцію їхнього перекодування відповідно до табл. 2. Причому подальший стиск відповідно до вищевикладеного алгоритму може проводитися над вихідними даними табл. 2 як першого, так і другого ієрархічних рівнів. Проведене моделювання доводить, що застосовуючи таку попередню обробку, можна підвищити ефективність ущільнення даних у середньому на 5 – 10%. Реалізація адаптивного кодування по даному методу припускає постійне коректування таблиці кодування (табл. 2) відповідно до структури вхідного потоку, що змінюється. Це не потребує значних витрат на перебалансування кодової таблиці відповідно до нових вхідних даних на кожному кроці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Лужецький В. А.* Методи ущільнення даних на основі відкидання послідовностей нулів та одиниць / В. А. Лужецький, Т. М. Чеборака // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2014. – № 1. – С. 18 – 26.
2. *Шевчук Б.М. та ін.* Адаптивне кодування даних, формування та передавання завадостійких пакетів інформації в мережах промислового моніторингу. /Б.М. Шевчук, В. Резаї, В.П. Зінченко // Керуючі системи та машини. – 2015. – № 4. – С. 40 – 51.
3. *Саломон Д.* Посібник зі стиснення даних / Д. Саломон, Г. Мотта. – Лондон, 2010. – 1361 с.
4. *Лопес Д.* Важливі поняття в обробці сигналів, обробці зображень та стиснення даних. – Делі: Університет Делі, 2012. – 73 с.
5. *Ватолин Д. та ін.* Методи стиснення даних / Д. Ватолин, А. Ратушняк, М. Смирнов, В. Юкін. – М.: ДІАЛОГ-МІФІ, 2002. – 384 с.
6. *Рябко Б.Я.* Ефективний метод адаптивного арифметичного кодування для джерел з великими алфавітами / Б. Я. Рябко, А. Н. Фіонова // Проблеми передачі інформації. – 1999. – С. 34-39.
7. *Тимченко Л.І., Кокряцька Н.І. та ін.* Паралельно-ієрархічні мережі для оброблення зображень. Теоретичні дослідження : монографія / Л.І. Тимченко, Н.І. Кокряцька, О.А. Герцій, М.С. Петровський, Д.С. Степанюк. – Полтава: АСМІ, 2017. – 469 с.
8. *Тимченко Л.І. та ін.* Паралельно-ієрархічні мережі для оброблення біомедичних зображень та зображень плям лазерних пучків. Експериментальні дослідження : монографія / Л.І. Тимченко, Н.І. Кокряцька, О.А. Герцій, М.С. Петровський, Д.С. Степанюк. – Полтава: АСМІ, 2017. – 363 с.

REFERENCES

1. V. A. Luzhetsky. *Metodi ushilnnya danih na osnovi vidkidanya poslidovnostey nuliv ta odinic* [Methods of data compression based on discarding sequences of zeros and ones]. A. Luzhetsky, T. M. Cheboraca // *Informaciyni tehnologii ta computerna ingeneria* [Informational technologies and computer engineering]. – 2014. – №. 1. – S. 18 – 26.
2. *Adaptivne coduvannya danih, formuvannya ta peredavannya zavodostiykih paketiv informacii v merazhah promislovogo monitoringu* [Adaptive encoding of data, formation and transmission of error-correcting packets of information networks industrial monitoring] / B. M. Shevchuk, V. Ruta, V. P. Zinchenko // *Keruyuchi sistemi ta mashini* [Control systems and machines]. – 2015. – №. 4. – S. 40 – 51.
3. Salomon, D. Handbook of data compression / D. Salomon, G. Motta. – London, 2010. – 1361 S.
4. Lopez D. Important concepts in signal processing, image processing and data compression. – University Of Delhi, 2012. – 73 p.
5. *Metodi stisnnya danih* [Methods data compression] / D. Vatolin, A. Ratushniak, N. Smirnov, V. UCN – Moscow: DIALOG-MIFI, 2002. – 384 p.

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

6. Ryabko, B. Y. *Efektivniy metod adaptivnoga arifmetichnogo coduvanya dlya dzerel z velicimi alfavitami* [An effective method of adaptive arithmetic coding for sources with large alphabets] / B. Y. Ryabko, A. N. Fionova // Problems of information transmission. – 1999. – P. 34-39.

7. Timchenko L. I., Kokracka N. I., Hertz V. A., Petrovsky M. S., Stepanyuk, D. S. *Paralelno-irarhichni merezi dlya obroblyeny zoobragen. Teoritichi doslidgenya: monographia* [Parallel-hierarchical network for image processing. Theoretical studies : monograph] / L. I. Timchenko, N. I. Kocracka, A. Hertciy, M. S. Petrovsky, D. S. Stepanyuk — Poltava: ASMI, 2017. – 469 p.

8. Timchenko L. I., Kokracka N. I., Hertz V. A., Petrovsky M. S., Stepanyuk, D. S. *Paralelno-irarhichni merezi dlya obroblyeny biomedichnih zoobragen ta zoobragen plyam lazernih puchkiv. Experementalni doslidgenya: monographia* [Parallel-hierarchical network for processing biomedical images, and images of spots of laser beams. Experimental studies : monograph] / L. I. Timchenko, N. I. Kocracka, A. Hertciy, M. S. Petrovsky, D. S. Stepanyuk – Poltava: ASMI, 2017. – 363 p.

Л. И. Тимченко, д.т.н., профессор
(заведующий кафедры «Телекоммуникационные технологии и автоматика»,
Государственный университет инфраструктуры и технологий)
Н.И. Кокряцкая, к.т.н., доцент
(доцент кафедры «Телекоммуникационные технологии и автоматика», ГУИТ)
И. Д. Ивасюк, к.т.н., доцент
Ю. В. Майстренко (аспирант, ГУИТ)

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ УПЛОТНЕННЯ ДАНИХ НА ОСНОВЕ ІЕРАРХІЧЕСЬКОЇ КОДИРОВКИ

В данной статье проводится анализ методов уплотнений данных используются на данный момент в компьютерной технике и рассматриваются пути разработки технологии сжатия данных на основе иерархического кодирования, в частности, итерационного и побитового методов.

Ключевые слова: уплотнение, сжатие, кодирование, информация, данные, кодер, декодер, модель, алгоритм, бит, адаптивное кодирование, иерархическое кодирование, побитовое кодирование.

Leonid I. Timchenko, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(head of the Department of Telecommunications Technologies and Automatics»,
State University for Infrastructure and Technology)
Natalia I. Kokryatskaya, PhD (Technical Sciences), Associate Professor
(associate Professor of the Department of Telecommunications Technologies and
Automatics», State University for Infrastructure and Technology)
I. D. Ivasuk (PhD (Technical Sciences), Associate Professor)
Y. V. Maystrenko (postgraduate of State University for Infrastructure and Technology)

INFORMATION TECHNOLOGY DATA COMPRESSION BASED ON A HIERARCHICAL CODING

This article analyzes the methods of compaction of data currently used in computer technology and examines the ways of developing data compression technology based on hierarchical coding, in particular iterative and bitwise methods.

Keywords: compaction, compression, coding, information, data, encoder, decoder, model, algorithm, bits, adaptive coding, hierarchical coding, a bitwise encoding.

Стаття надійшла до редакції 15.12.2018 р.

УДК 656.2: 519.8

*В. К. Мироненко, д.т.н., професор
(професор кафедри «Управління комерційною діяльністю залізниць»
Державного університету інфраструктури та технологій)*

Г. С. Васілова, к.т.н.

(доцент кафедри «Управління комерційною діяльністю залізниць» Державного університету інфраструктури та технологій)

О. А. Горецький, к.і.н., доцент

(доцент кафедри «Управління процесами перевезень» Державного університету інфраструктури та технологій)

СИСТЕМА ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПРИ ЗАЛІЗНИЧНИХ ВАНТАЖНИХ ПЕРЕВЕЗЕННЯХ

Запропоновано техніко-економічні методи розрахунку і оцінки показників якості транспортного обслуговування. Вони дозволяють встановити умови отримання бажаних експлуатаційних, технологічних та комерційних характеристик перевезень вантажів у різних видах сполучень при раціональному використанні рухомого складу на основі оцінки вимог користувачів до транспортного обслуговування залізницями України.

Ключові слова: якість транспортних послуг, обслуговування залізничним транспортом, види сполучення, обіг вагона, доставка вантажів залізничним транспортом, лінійне програмування.

Вступ. Управління вантажними перевезеннями на залізничному транспорті України, що функціонує в умовах інтенсивної обробки вантажопотоків, потребує нових сучасних форм організації комплексного транспортного обслуговування на основі логістичних підходів.

Привабливість залізничного транспорту України як перевізника в міжнародних перевезеннях має декілька аспектів – технологічний і економічний, які, при успішному їх сполученні, визначають перевізника як надійного, а отже привабливого для користувачів транспорту – як українських так і іноземних. Технологічний аспект включає такі складові, як здатність залізниць України забезпечити необхідні об'єми перевезень за кількістю та тривалістю відповідним рухомим складом [2].

Метою даної статті є аналіз та розробка ефективних методів з оцінки показників якості роботи залізничного транспорту в умовах взаємодії з користувачами транспортних послуг за рахунок реалізації методів економіко-математичного моделювання.

© Мироненко В. К., Васілова Г. С., Горецький О. А., 2018

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

Основна частина. Основними вимогами користувачів до транспортного обслуговування, що надають залізниці України, є:

- прибуття вагонів вчасно;
- прибуття вагонів в потрібній кількості, обумовленій договором і планом перевезення;
- справний стан вагонів (порожніх), схоронність вантажу (у навантажених вагонах);
- доступність інфраструктури для вагонів (за умов міжнародних перевезень);
- надійний (керований) час транзиту вагонів.

Вимоги користувачів до змісту їх транспортного обслуговування залізницями України зведені до табл. 1, 2.

Таблиця 1. Зміст вимог користувачів до змісту їх транспортного обслуговування залізницями України (УЗ)

Користувачі транспортних послуг УЗ, їх розташування		Одержувачі вантажів	
		в Україні	за межами України
Відправники вантажів	в Україні	Прибуття вагонів вчасно (навантажених), вантажів в схоронності	Прибуття вагонів вчасно (навантажених), вантажів в схоронності, вчасна передача вагонів від УЗ
	за межами України	Прибуття вагонів вчасно (порожніх), в потрібній кількості, справних	Прибуття вагонів вчасно (порожніх), в потрібній кількості, справних (на експорт)
Відправники вантажів	в Україні	Прибуття вагонів вчасно (навантажених), вантажів в схоронності, вчасна передача вагонів від УЗ	Прибуття вагонів вчасно (навантажених), вантажів в схоронності, вчасна передача вагонів від УЗ
	за межами України	Вчасний доступ вагонів до інфраструктури УЗ (вчасна передача вагонів на УЗ)	Вчасний доступ вагонів до інфраструктури УЗ (вчасна передача вагонів на УЗ)

До табл. 2 не включена схоронність вантажів, тому що вона є безумовною вимогою користувачів (має бути 100%, стовідсотковою, або ж несхоронність відшкодується в претензійному порядку). Такий підхід виправданий також і тим, що випадки несхоронності не носять масового характеру, трапляються набагато рідше, ніж, наприклад, несвоєчасне подавання вагонів під навантаження, подавання вагонів непридатних в технічному чи комерційному сенсі.

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

Таблиця 2. Основні вимоги користувачів до транспортного обслуговування, що надають залізниці України, їх позначення та пояснення

Зміст основних вимог	Позначення вимоги та його пояснення (англ. = укр.)
1. Прибуття вагонів вчасно (порожніх – до ВВ під навантаження, навантажених – до ОВ під вивантаження)	{ <i>TA</i> } (timely arrival = вчасне прибуття)
2. Прибуття вагонів в потрібній кількості, обумовленій договором і планом перевезення	{ <i>WN</i> } (wagons number = кількість та номери вагонів)
3. Справний стан вагонів (порожніх), схоронність вантажу (у навантажених вагонах)	{ <i>WF</i> } (wagons, freight fit = вагони, вантажопридатні)
4. Доступність інфраструктури для вагонів (за певних умов)	{ <i>IA</i> } (infrastructure accessible/affordable = інфраструктура доступна за технічними / комерційними умовами)
5. Надійний (керований) час транзиту вагонів інфраструктурою залізниць України	{ <i>TC</i> } (time controlled = час керований)

Експертна оцінка вимог до транспортного обслуговування (табл. 3) істотно залежить від того, хто її дає (відправник чи одержувач вантажу), де розташований відправник або одержувач вантажу (в Україні чи за її межами), а також від умов INCOTERMS, за якими здійснюється контракт та його транспортне обслуговування. У табл. 3 у клітинках зверху, справа від діагоналей наведені приблизні оцінки одержувачів, а знизу, зліва від діагоналей – оцінки відправників. Оцінка дається за 5-бальною шкалою, наприклад: «0» = не має значення / УЗ не може вплинути, «1» = не має великого значення / УЗ майже не впливає, «2» = має деяке значення / УЗ може вплинути, «3» = має істотне значення/певною мірою залежить від УЗ, «4» = має велике значення / залежить від УЗ, «5» = має дуже велике значення / залежить тільки від УЗ. (Можна застосовувати і 10-бальну шкалу, помноживши наведені примірні оцінки на 2. Бали можуть виставлятися дрібними, наприклад «3,6».).

Теоретично вагони будь-якої належності можуть працювати у будь-якому виді сполучення. При цьому попит на перевезення в різних видах сполучень різний (різні обсяги і відстані перевезень), і різні показники використання вагонів, передусім оборот і порожній пробіг вагона.

Нові організаційно-технологічні підходи в доставці вантажів залізничним транспортом ґрунтуються на розробці раціональних графіків доставки вантажів [3, 4], які враховують особливості кожного перевезення, а також технологічні можливості перевізника.

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

Таблиця 3. Форма оцінки вимог користувачів до транспортного обслуговування, що надають залізниці України (оцінки приблизні)

Користувачі транспортних послуг УЗ, їх розташування		Одержувачі вантажів (ОВ)			
		в Україні		за межами України	
Відправники вантажів (ВВ)	в Україні	Оцінки ОВ		Оцінки ОВ	
		{TA}	3÷4	{TA}	4÷5
		{WN}	4÷5	{WN}	5
		{WF}	2÷3	{WF}	4÷5
		{IA}	0	{IA}	0
		{TC}	0	{TC}	0
		Оцінки ВВ		Оцінки ВВ	
		{TA}	4÷5	{TA}	3÷4
		{WN}	5	{WN}	5
		{WF}	4÷5	{WF}	5
		{IA}	1÷2	{IA}	0÷1
		{TC}	0÷1	{TC}	1÷2
	за межами України	Оцінки ОВ		Оцінки ОВ	
		{TA}	2÷3	{TA}	2÷3
		{WN}	3÷4	{WN}	4
		{WF}	4÷5	{WF}	2÷3
		{IA}	0	{IA}	0
		{TC}	0	{TC}	0
		Оцінки ВВ		Оцінки ВВ	
		{TA}	0÷1	{TA}	0
		{WN}	0÷1	{WN}	0
		{WF}	0÷1	{WF}	0
		{IA}	1÷2	{IA}	2÷3
		{TC}	2÷3	{TC}	3÷4

На рис. 1 подано, в координатах «час – відстань», графічну модель перевезень в різних видах сполучень.

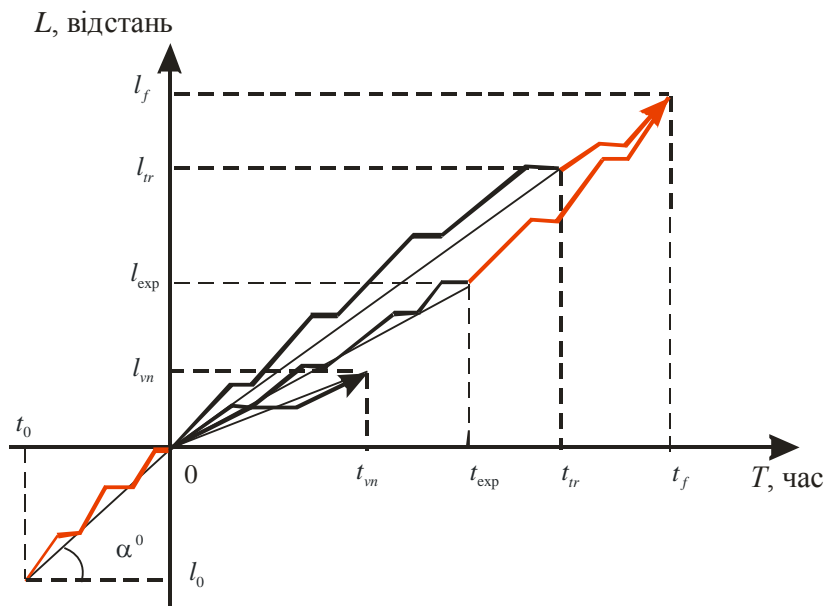


Рис. 1. Графічна модель перевезень у різних видах сполучень у координатах «час – відстань»

У моделі (рис. 1) прийняті такі позначення:

l_0 – відстань перевезення із-за меж України до першої прикордонної станції залізниць України (відстань l_0 враховується для імпорتنих та транзитних вантажів і відповідних вагонів);

t_0 – тривалість перевезення від станції відправлення за межами України до першої прикордонної станції залізниць України, дїб;

α^0 – кут, тангенс якого дорівнює співвідношенню «масштабованій маршрутній швидкості»: $\operatorname{tg} \alpha^0 = l_0 / t_0$, тобто це маршрутна швидкість, виражена через відносні (масштабовані) відстані та тривалості перевезення в різних видах сполучення, де за одиниці масштабу прийняті значення, характерні для внутрішньодержавного сполучення;

l_{vn} – відстань перевезення у межах України (тарифна відстань) у внутрішньодержавному сполученні, км;

t_{vn} – тривалість перевезення у межах України у внутрішньодержавному сполученні, дїб;

l_{exp} – відстань перевезення у межах України експортних вантажів, км;

t_{exp} – тривалість перевезення у межах України експортних вантажів, дїб;

Аналогічно для імпорتنих вантажів визначаються l_{imp} та t_{imp} ;

l_{tr} – відстань перевезення у межах України транзитних вантажів, км;

t_{tr} – тривалість перевезення у межах України транзитних вантажів, дїб;

l_f, t_f – відповідно відстань і тривалість перевезення експортного або транзитного вантажу від останньої прикордонної станції України до кінцевої станції призначення.

Разом з введеною вище l_0 – відстанню перевезення із-за меж України до першої прикордонної станції залізниць України (УЗ) введемо відстані:

l_1 – відстані перевезень у межах УЗ: $l_1 = \begin{cases} l_{vn} & \text{при внутрішніх перевезеннях;} \\ l_{exp}, l_{imp} & \text{при експортних, імпор-} \\ & \text{них;} \\ l_{tr} & \text{при транзитних перевезеннях.} \end{cases}$

l_2 – відстані перевезень за межами УЗ до кінцевої станції призначення експортних або транзитних вантажів (вище ця відстань була позначена як l_f).

Тривалості перевезень на відстані l_1 та l_2 складають відповідно t_1 та t_2 . Тривалості перевезень t_0, t_1 та t_2 є складовими часу обороту вагона в різних видах сполучення Θ_{int} , який в загальному випадку можна визначити за формулою:

$$\Theta_{int} = \frac{(1 + \alpha)}{24} \left[\frac{1}{(1 + \alpha)} (\tau_{sh} + \tau_{cn} + \tau_{01} + \tau_{12}) + \left(\frac{l_0}{d_0} \tau_0 + \frac{l_1}{d_1} \tau_1 + \frac{l_2}{d_2} \tau_2 \right) + \left(\frac{l_0}{v_0} + \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} \right) \right], \quad (1)$$

де α – коефіцієнт порожнього пробігу вагона (по відношенню до навантаженого); в міжнародних перевезеннях можна приймати $\alpha \approx 1$.

τ_{sh} – тривалість знаходження вагона в користуванні відправника (підготовка до навантаження, навантаження тощо), год.;

τ_{cn} – тривалість знаходження вагона в користуванні одержувача (підготовка до вивантаження, вивантаження тощо), год.;

τ_{01} – тривалість перетину кордону після прибуття імпортного або транзитного вантажу в Україну (на першу прикордонну станцію), год.;

τ_{12} – тривалість перетину кордону до відправлення експортного або транзитного вантажу з України (з останньої прикордонної станції), год.;

τ_0, τ_1 та τ_2 – тривалості простоїв вагона на технічних станціях залізниць відповідно: до прибуття в Україну, в Україні та після відправлення з України, год.;

d_0, d_1 та d_2 – середня відстань між технічними станціями залізниць відповідно: до прибуття в Україну, в Україні та після відправлення з України, км;

v_0, v_1 та v_2 – середня дільнична швидкість руху вантажних поїздів між технічними станціями залізниць відповідно: до прибуття в Україну, в Україні та після відправлення з України, км/год.

Отже, в формулі (1) представлені складові часу обороту вагона (год.):

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

$[(\tau_{sh} + \tau_{cn})]$ – тривалість простоїв вагона у відправника і одержувача вантажу;

$[(\tau_{01} + \tau_{12})]$ – тривалість простоїв вагона на прикордонних переходах при «вході» в Україну та при «виході» з України;

$\left[\left(\frac{l_0}{d_0} \tau_0 + \frac{l_1}{d_1} \tau_1 + \frac{l_2}{d_2} \tau_2 \right) \right]$ – тривалість простоїв вагона на технічних станціях до

«входу» в Україну та після «виходу» з України;

$\left[\left(\frac{l_0}{v_0} + \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} \right) \right]$ – тривалість знаходження вагона в русі між станціями.

Час обороту вагона можна подати також у вигляді:

$$\Theta_{\text{int}} = \frac{1}{24} \left[\begin{aligned} &(\tau_{sh}) + \left(\frac{l_0}{d_0} \tau_0 + \frac{l_0}{v_0} \right) (1 + \alpha) + (\tau_{01}) + \left(\frac{l_1}{d_1} \tau_1 + \frac{l_1}{v_1} \right) (1 + \alpha) \\ &+ (\tau_{12}) + \left(\frac{l_2}{d_2} \tau_2 + \frac{l_2}{v_2} \right) (1 + \alpha) + (\tau_{cn}) \end{aligned} \right], \quad (2).$$

Розрахункові формули розрахунку обороту вагона подані у табл. 4 – 6.

Таблиця 4. Розрахункові формули часу обороту вагона $\Theta_{\text{int}} = T_0 + T_1 + T_2$

Місце і час знаходження вагона, за видами сполучення	Час за межами України (до прибуття в Україну) - T_0	Час в межах України - T_1	Час за межами України (після відправлення з України) - T_2
Внутрішнє	$T_0 = 0$	$T_1 = \tau_{sh} + 2 l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{cn}$	$T_2 = 0$
Експорт	$T_0 = 0$	$T_1 = \tau_{sh} + \tau_{12} + 2 l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{01}$	$T_2 = 2 l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right) + \tau_{cn}$
Імпорт	$T_0 = \tau_{sh} + 2 l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right)$	$T_1 = \tau_{01} + 2 l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{12}$	$T_2 = 0$
Транзит	$T_0 = \tau_{sh} + 2 l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right)$	$T_1 = 2 [\tau_{01} + l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{12}]$	$T_2 = 2 l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right) + \tau_{cn}$

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

Таблиця 5. Підсумкові формули для розрахунку обороту вагона за видами сполучення

Сполучення	Формули для розрахунку обороту вагона за видами сполучення
Внутрішнє	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{cn}$
Експорт	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + \tau_{12} + 2[l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right)] + \tau_{01} + \tau_{cn}$
Імпорт	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + \tau_{01} + 2[l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right) + l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right)] + \tau_{12} + \tau_{cn}$
Транзит	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2[l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right) + \tau_{01} + l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{12} + l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right)] + \tau_{cn}$

Таблиця 6. Спрощені підсумкові формули для розрахунку обороту вагона за видами сполучення

Сполучення	Формули для розрахунку обороту вагона за видами сполучення
Внутрішнє	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{cn}$
Експорт	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2[l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right) + \tau_{bc}] + \tau_{cn}$; при $\tau_{01} \approx \tau_{12} = \tau_{bc}$, де τ_{bc} – середня тривалість операцій та процедур перетину кордону, що відбуваються на території України.
Імпорт	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2[l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right) + l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + \tau_{bc}] + \tau_{cn}$
Транзит	$\Theta_{\text{int}} = \tau_{sh} + 2[l_0 \left(\frac{\tau_0}{d_0} + \frac{1}{v_0} \right) + l_1 \left(\frac{\tau_1}{d_1} + \frac{1}{v_1} \right) + l_2 \left(\frac{\tau_2}{d_2} + \frac{1}{v_2} \right) + 2\tau_{bc}] + \tau_{cn}$

З m класів (належностей) вагонів, в кожному з яких по S_i одиниць вагонного парку ($i = 1, 2, \dots, m-1, m$), треба забезпечити перевезення в n видах сполучень з потребою (попитом) у D_j вагонів ($j = 1, 2, \dots, n-1, n$).

Необхідно розподілити наявний парк вагонів різної належності між видами сполучень при максимальних доходах для залізниць України. Якщо x_{ij} – кількість вагонів робочого парку i -ї належності, що забезпечує перевезення в j -му вигляді сполучення, то задача зводиться до розрахунку таких невід’ємних цілочисельних значень x_{ij} , що задовольняють умовам:

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = D_j, \quad (j = 1, 2, \dots, n); \quad \sum_{j=1}^n x_{ij} = S_i, \quad (i = 1, 2, \dots, m),$$

при яких сумарні доходи залізниць України від перевезень R будуть найбільшими:

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

$$R = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n r_{ij} \cdot x_{ij} = \max, \text{ де } r_{ij} - \text{комерційний результат експлуатації вагона.}$$

Форма представлення задачі наведена у табл. 7.

Таблиця 7. Матриця для розрахунку задачі максимізації сумарних доходів від перевезень методами лінійного програмування

Сполучення, j Вагони, i		Внутрішнє сполучення	Експорт	Транзит	Імпорт	Пропозиція (робочий парк ваго- нів N)
		ВС, $j=1$	ЕК, $j=2$	ТР, $j=3$	ІМ, $j=4$	
Вагони парку залізниць України	УкЗл, $i=1$	r_{11} x_{11}	r_{12} x_{12}	r_{13} x_{13}	r_{14} x_{14}	S_1
Вагони власні або орендовані, українські	УкВл, $i=2$	r_{21} x_{21}	r_{22} x_{22}	r_{23} x_{23}	r_{24} x_{24}	S_2
Вагони парку залізниць іноземних держав	ІнЗл, $i=3$	r_{31} x_{31}	r_{32} x_{32}	r_{33} x_{33}	r_{34} x_{34}	S_3
Вагони власні або орендовані, іноземні	ІнВл, $i=4$	r_{41} x_{41}	r_{42} x_{42}	r_{43} x_{43}	r_{44} x_{44}	S_4
Попит (потреба у вагонах)		D_1	D_2	D_3	D_4	

Складові r_{ij} комерційного результату експлуатації i -го класу вагона у j -му виді сполучення такі:

1. Тариф вантажного рейсу в межах залізниць України – p_{ij1} , ($k=1$), перша складова.
2. Тариф порожнього рейсу в межах залізниць України – p_{ij2} , ($k=2$), друга складова і т.д.
3. Плата за користування вагоном належності України в межах залізниць України – p_{ij3} , ($k=3$).
4. Плата за користування вагоном належності України за межами залізниць України – p_{ij4} , ($k=4$).
5. ± Плата за користування іноземним вагоном у межах залізниць України – p_{ij5} , ($k=4$) і т.д., $k=1,2,\dots,q-1,q$.

Таким чином, $r_{ij} = \sum_{k=1}^{k=q} p_{ijk}$.

З урахуванням наведеного маємо класичну задачу цілочисельного лінійного програмування, яка розв'язується відомими методами [5], у т.ч. за допомогою стандартних засобів Excel.

Графічна інтерпретація економічного критерію ефективності наведена на рис. 2, в якому використані наступні позначення:

Вагони: УкЗл, $i=1$ – вагони парку залізниць України; УкВл, $i=2$ – вагони власні або орендовані, українські; ІнЗл, $i=3$ – вагони парку залізниць іноземних держав; ІнВл, $i=4$ – вагони власні або орендовані, іноземні.

Сполучення: ВС, $j=1$ – внутрішньодержавне сполучення; ЕК, $j=2$ – експорт; ТР, $j=3$ – транзит; ІМ, $j=4$ – імпорт. D – попит на перевезення за видами сполучення, т-км; N – робочий парк вагонів; $\sum R$ – сумарні доходи від перевезень.

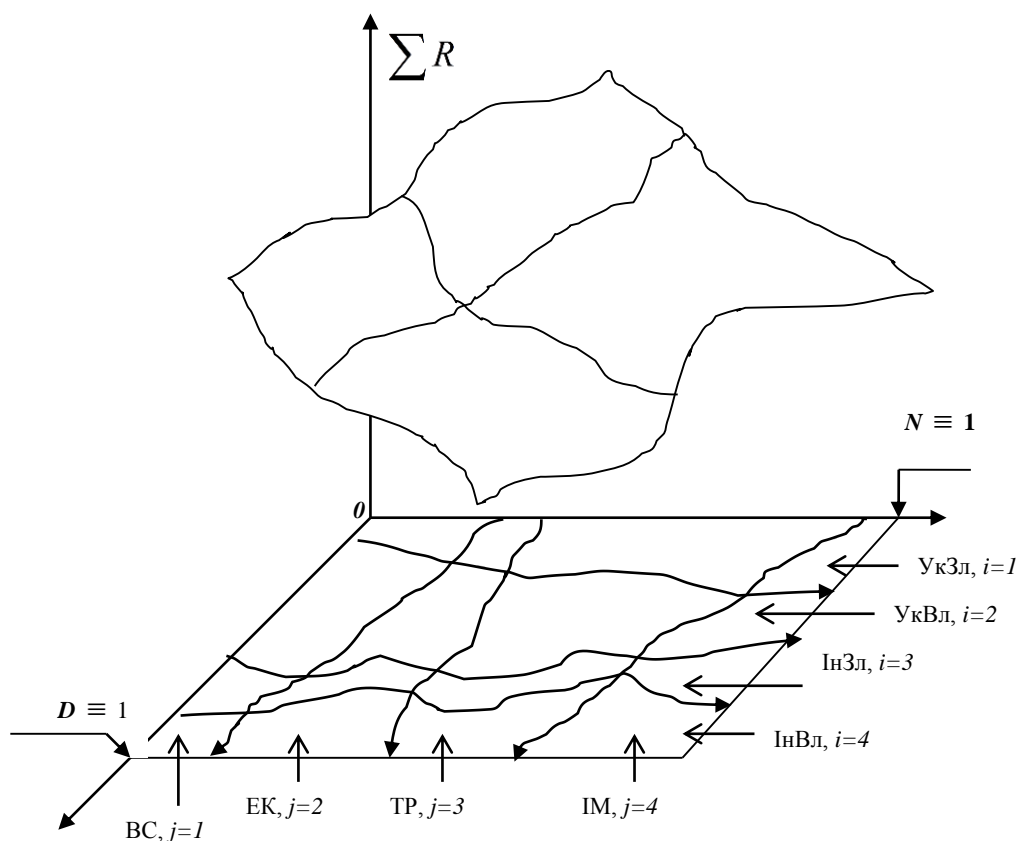


Рис. 2. Графічна інтерпретація економічного критерію ефективності

Висновки. Результати виконаного дослідження можуть бути використані для підвищення ефективності процесу планування діяльності залізничного транспорту з урахуванням його техніко-економічних можливостей та вимог вантажовласників.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Акулиничев В. М. и др. Применение математических методов и вычислительной техники в эксплуатации железных дорог [Текст] / [Акулиничев В. М., Кудрявцев В.А., Шульженко П. А.]. – М: Транспорт, 1973. – 208 с.
2. Висоцька Г. С. Технологічне забезпечення міжнародних залізничних перевезень на основі закономірностей формування вантажопотоків : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.01 «Транспортні системи» / Висоцька Галина Сергіївна – Київ, 2013. – 24 с.
3. Овчаренко С. М. Удосконалення системи контролю за доставкою вантажів на залізничному транспорті : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.01 «Транспортні системи» / Овчаренко Сергій Миколайович – Київ, 2015. – 23 с.
4. Данциг Дж. Линейное программирование, его применения и обобщения. / Общая редакция и предисловие Воробьева Н.Н.; Пер. с англ. – М.: Прогресс, 1966. – 600 с.

REFERENCES

1. Akulinichev V. M., Kudryavtsev V.A., Shulzhenko P. A. (1973) *Primenenie matematicheskikh metodov i vychislitel'noy tekhniki v ekspluatatsii zheleznykh dorog* [Application of mathematical methods and computer technology in the operation of railways], Moscow, Transport Pub., 208 pp.
2. Vysotska G. S. (2013) *Tekhnolohichne zabezpechennia mizhnarodnykh zaliznychnykh perevezen na osnovi zakonimirostey formuvannia vantazhopotokiv* [Operational support based on cargo flows formation to international rail freight transport]: author's abstract. dis. for obtaining sciences degree candidate tech. sciences: specialily 05.22.01 «Transport systems», Kyiv, 24 p.
3. Ovcharenko S. M. (2015) *Udoskonalennia systemy kontroliu za dostavkoiu vantazhiv na zaliznychnomu transporti* [Improvement of the control system for the delivery of goods in railway transport] author's abstract. dis. for obtaining sciences degree candidate tech. sciences: specialily 05.22.01 «Transport systems», Kyiv, 23 p.
4. Dantsig Dzh. (1966) *Lineynoe programmirovaniye, ego primeneniya i obobscheniya* [Linear programming, its applications and generalizations] Moscow, Progress Pub., 600 p.

В. К. Мироненко, д.т.н., профессор
(профессор кафедры «Управление коммерческой деятельностью железных дорог», ГУИТ)

Г. С. Василова, к.т.н.
(доцент кафедры «Управление коммерческой деятельностью железных дорог», ГУИТ)

А. А. Горецкий, к.и.н., доцент
(доцент кафедры «Управление процессами перевозок», ГУИТ)

СИСТЕМА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПРИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ГРУЗОВЫХ ПЕРЕВОЗКАХ

Предложены технико-экономические методы расчета и оценки показателей качества транспортного обслуживания. Они позволяют установить условия получения желаемых эксплуатационных, технологических и коммерческих характеристик перевозок грузов в различных видах сообщений при рациональном использовании подвижного состава на основе оценки требований пользователей к транспортному обслуживанию железными дорогами Украины.

Ключевые слова: качество транспортных услуг, обслуживание железнодорожным транспортом, виды сообщения, оборот вагона, доставка грузов железнодорожным транспортом, линейное программирование.

*Viktor K. Myronenko, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(head of Operation of Railways Commercial Activities Chair, State University for Infrastructure and Technologies)*

*Halyna S. Vasilova, PhD (Technical Sciences)
(associate Professor, Operation of Railways Commercial Activities Chair, State University for Infrastructure and Technologies)*

*Oleksii A. Goretskyi, PhD (Historical Sciences), Associate Professor
(associate Professor, Operation of Transportation Processes Chair, State University for Infrastructure and Technologies)*

**QUALITY EVALUATION SYSTEM INDICATORS OF TRANSPORT SERVICES
IN RAILWAY FREIGHT TRANSPORTATION**

A technical and economic methods of calculation and estimation of the transport services quality parameters are given. They allow to set conditions for obtaining the desired operational, technical and commercial characteristics of the transport of goods in different kinds of combinations with rational use of the rolling stock based on an assessment of user requirements to the rail transport service of Ukraine.

Keywords: the quality of transport services, rail services, types of connections, turnover of the car, goods delivery by rail, linear programming.

Стаття надійшла до редакції 15.09.2017 р.

УДК 656.13

Є. П. Медведєв

(старший викладач кафедри логістичного управління та безпеки руху на транспорті, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля)

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРИ ЗБИРАННІ ВРОЖАЮ ПШЕНИЦІ

У роботі проаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку транспортного забезпечення при збиранні врожаю пшениці. Наведено дані наявності зернозбиральних комбайнів в Україні, сегментовано їх навантаження у розрізі областей та країн, що спеціалізуються на вирощуванні пшениці. Досліджено сучасні проблеми організації та планування транспортного забезпечення під час збирання пшениці. Встановлено, що важливим резервом підвищення ефективності сільськогосподарських підприємств є покращення використання техніки. В умовах недостатнього оновлення та обмеження кількості технічних засобів на перший план виходить ретельна організація та планування потреби у транспортних засобах під час збирання пшениці. Достатня увага на кожному підприємстві сільськогосподарства, що спеціалізується на збиранні пшениці, повинна приділятися оперативному управлінню та контролю за процесом перевезень врожаю.

Ключові слова: транспортне забезпечення, автомобільні транспортні засоби, комбайни, врожай, пшениця.

Постановка проблеми. Транспортне забезпечення – це система, яка являє собою сукупність технічних, технологічних елементів; економічних, правових, організаційних, погодних та кліматичних (природних) факторів впливу; форм і методів керування транспортними процесами та операціями.

У загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні процеси займають до 35% всіх витрат праці при вирощуванні сільськогосподарських культур, а за витратами енергії – до 40%. У собівартості пшениці транспортна складова займає близько 20 ... 25%.

В Україні логістична складова у вартості зерна займає біля 35 %, разом з тим у Європі вона складає 12–14 %, а в США – 9 %. Тому задача її зменшення є дуже актуальною для України [1, 2].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання організації та планування транспортного забезпечення у сільському господарстві розглядаються у працях Васильєвої Н.К., Колодійчука В.А., Курносова О.П., Мазнева Г.Є., Перебийноса В. І., Рудя А.В [3-8]. Зокрема у наведених роботах підкреслюється важливість пошуку оптимальних параметрів технічної забезпеченості агропромислових підприємств та поліпшення

© Медведєв Є. П., 2018

використання машинно-тракторного парку, планування потреби господарства в транспортних засобах у повній відповідності з агротехнічними вимогами до якості та строків проведення збирально-транспортних робіт, висвітлюються питання логістичної складової транспортних процесів при збиранні врожаю, актуалізуються проблемні аспекти транспортного забезпечення.

Мета статті: проаналізувати сучасний стан та перспективи розвитку транспортного забезпечення при збиранні врожаю пшениці.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо нагальні проблеми організації та планування транспортного забезпечення під час збирання пшениці. До головних належать такі:

- зношеність та застарілість сільськогосподарської техніки [9,10];
- недостатнє матеріально-технічне забезпечення сільського господарства [11 – 13];
- сезонний дефіцит автомобільних транспортних засобів або нестача транспортних засобів у період сезонних навантажень [4,14, 15];
- недосконалість розвитку транспортної логістики сільського господарства та АПК в цілому [4];
- відсутність сучасної системи диспетчеризації автомобільних перевезень, що призводить до значних витрат підприємств сільського господарства [5];
- необгрунтоване комплектування машинно-тракторного парку збиральної кампанії;
- низький рівень ефективності використання транспортних засобів.

Наявний парк зернозбиральних комбайнів в Україні станом на 2015 р. складав 50019 одиниць. Їх готовність до виконання збиральних робіт становить 98%. На рис. 1. наведено діаграму наявності комбайнів в розрізі років їх експлуатації в Україні.

З діаграми видно, що 71 % комбайнів є морально та фізично застарілими.

У 2017 р. кількість комбайнів в Україні налічує 56 000 одиниць. Міністр аграрної політики та продовольства України Микола Присяжнюк у [16] зауважує, що за середнього врожаю зернових у 50 млн тонн необхідно мати до 75 000 одиниць техніки.

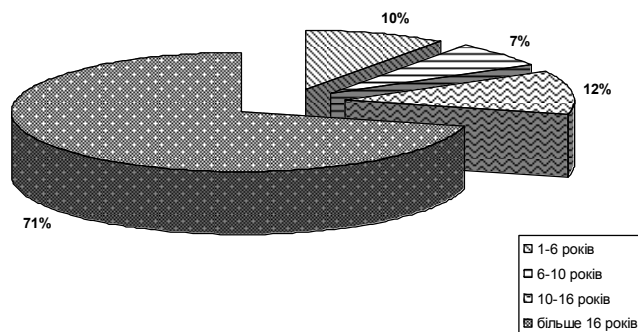


Рис. 1. Діаграма наявності комбайнів за роками їх експлуатації в Україні

Джерело: [17]

Навантаження на зернозбиральний комбайн по Україні складає 213 га. Для порівняння навантаження на зернозбиральний комбайн в інших країнах наведено на рис. 2.

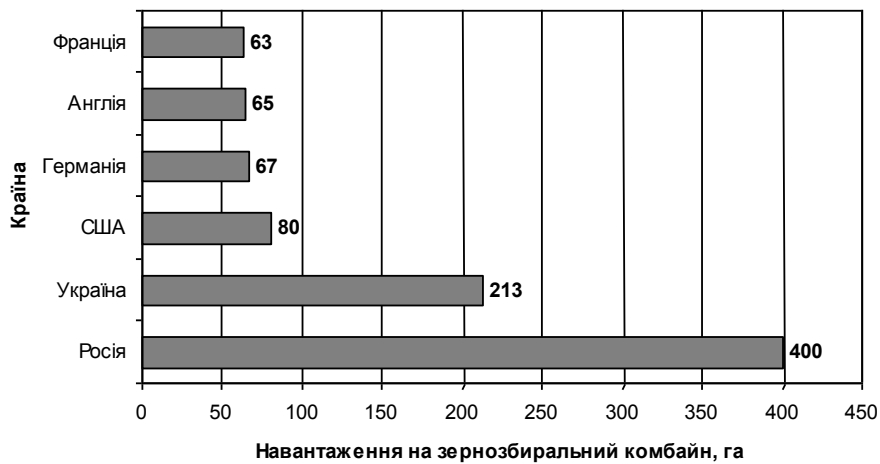


Рис. 2. Навантаження на зернозбиральний комбайн по країнах
Джерело: [17]

По основних областях України, що спеціалізуються на вирощуванні зернових культур, навантаження на зернозбиральний комбайн наведено на рис. 3.

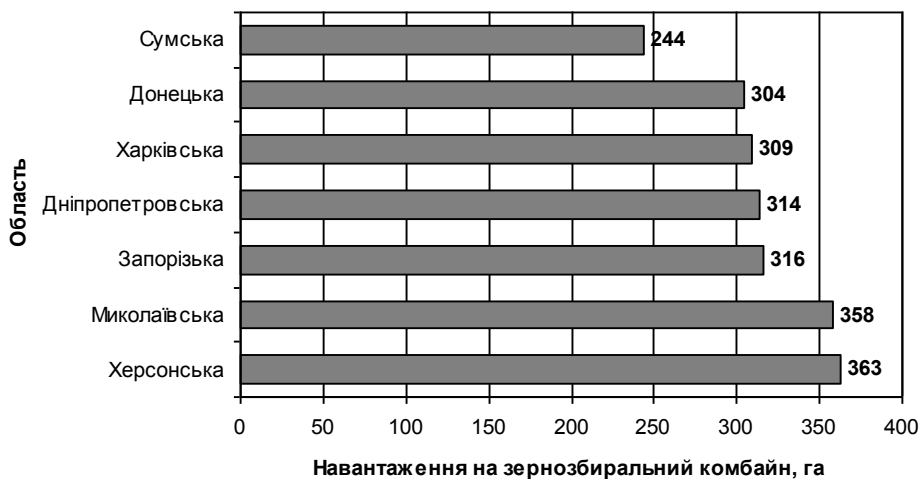


Рис. 3. Навантаження на зернозбиральний комбайн у розрізі областей України
Джерело: [17]

З наведених діаграм доходимо висновку, що навантаження на зернозбиральні комбайни в Україні майже в 3 рази перевищують показники інших країн, збиральні машини працюють на межі своїх можливостей, наслідком чого є їх частий вихід з ладу, що призводить до збільшення термінів збирання пшениці. У розрізі областей України найбільші навантаження на зернозбиральні комбайни припадають на південні області країни, зокрема Миколаївську та Херсонську.

Через недостатню кількість сільськогосподарської техніки, її фізичне та моральне старіння сільськогосподарські підприємства (СПП) не в змозі своєчасно виконати технологічні операції з виробництва сільськогосподарської продукції, що спричиняє до втрати врожаю [11]. Так, за даними, наведеними у [18], на етапі збирання врожаю аграрії України за останні чотири роки втратили близько 45 млн т зерна. За нинішніми цінами це дорівнює вартості приблизно 50 тис. комбайнів класу «ДОН-1500Б», або 27 тис. комбайнів класу «Lexion-570» фірми «Claas», або 34 тис. комбайнів «John Deere-9570», що відповідає потребі зернового господарства України в зернозбиральній техніці.

Кількість комбайнів, що дорівнює 56 600 одиниць, здійснює збирання зернових культур в середньому за 30 днів у кожному регіоні. Це на 18 днів перевищує оптимальні строки збирання (12 днів), що тягне за собою втрати, еквівалентні 6 млн. тонн [9].

У [19] відзначено, що тривалість збирання в окремих господарствах значно варіює і сягає 28 – 36 днів. Як свідчать розрахунки, які проведені на прикладі сільськогосподарських підприємств зони степу, це може призвести до втрат 16,5 – 17% зерна від його середньорічного валового збору в цьому регіоні. При розтягуванні строків збирання до 15 днів лише через зростання собівартості зерна за ціни 4700 грн/т виробник може недоотримати 528 – 704 грн прибутку в розрахунку на гектар посіву.

Проведений аналіз збирання ранніх зернових та зернобобових культур в 2014 – 2016 рр. свідчить [19], що цей процес триває 32 – 55 днів. Тоді як оптимальні строки жнив мають становити не більше двох тижнів. Внаслідок цього, за даними наукових установ України, лише на збиранні зернових культур втрати врожаю зернових щорічно становлять майже 10 % або 6 – 6,5 млн тонн.

Коллектив авторів у [5] зауважує, що потреба у вантажних автомобілях у період збирання врожаю збільшується у 2–2,5 рази. Здійснити процес збирання та вивезення врожаю у найкоротший термін вдасться тільки при виключно інтенсивній та злагодженій роботі збиральної та транспортної техніки [20].

Дані Асоціації аграрних перевізників свідчать, що втрати на збиранні зернових через дефіцит автотранспортних засобів і несвоєчасне вивезення продукції з полів склали у 2012–2013 рр. 10 %. У 2014 р. ці втрати склали щонайменше 11 %. З огляду на стратегічне значення зерновиробництва для економіки держави нести такі втрати лише через недосконалість транспортної логістики є недопустимим [4].

У німецьких середньостатистичних господарствах на 1 га сільськогосподарських угідь припадає в 3,4 рази більше машин та обладнання, ніж у середньому по Україні. Рівень транспортного забезпечення господарств Німеччини вище в 10,4 рази [13].

Щоб забезпечити нерозривність збирального і транспортного процесів, для перевезення продукції потрібно у декілька разів більше транспорту, ніж збиральних машин. Для ритмічної роботи 3 – 4 зернозбиральних комбайнів при відстані перевезень 10 км і урожайності 36 ц/га необхідно автомобілів у 2 – 3 рази більше [24].

Коллектив авторів у [7], вважають, що при обґрунтуванні потреби аграрного підприємства в транспортних засобах варто здійснити:

- аналіз реалізації внутрішніх можливостей удосконалення забезпечення транспортними засобами на підприємстві;
- порівняльний аналіз ефективності різних варіантів забезпечення транспортними засобами.

Проведення аналізу реалізації внутрішніх можливостей забезпечення транспортними засобами дозволяє з'ясувати, яка частина потреб підприємства може бути забезпечена за рахунок оптимізації використання власного рухомого складу.

На фоні слабкого матеріально-технічного забезпечення підсилюється вплив погодних умов на врожайність зернових [23]. Складова погодних умов має суттєвий вплив як на склад збирально-транспортного комплексу, так і на його перебіг, тобто швидкість протікання процесів, змінність його складових. При організації транспортно-технологічних процесів з метою забезпечення ефективного та безпечного виконання всіх дій у різноманітних умовах, необхідно враховувати вплив погодних та кліматичних факторів. Врахування погодних умов надасть можливість визначення додаткових резервів збільшення продуктивності збирально-транспортного комплексу, що покращить ефективність його роботи. Стабілізація зернової галузі мусить здійснюватися основним чином за рахунок технологічного забезпечення зростаючої врожайності (до 30 – 32 і в подальшому до 37 – 45 ц з 1 га), та зведення до мінімуму втрат урожаю при збиранні, транспортуванні, зберіганні, реалізації [24].

Висновки та пропозиції. Від сучасного стану транспортного забезпечення сільськогосподарських підприємств, що спеціалізуються на вирощуванні пшениці, залежить швидкість та вчасність виконання технологічних операцій зі збирання врожаю.

Важливим резервом підвищення ефективності сільськогосподарських підприємств є покращення використання техніки. В умовах недостатнього оновлення та обмеження кількості технічних засобів на перший план виходить ретельна організація та планування потреби у транспортних засобах під час збирання пшениці. Достатня увага на кожному підприємстві сільського господарства, що спеціалізується на збиранні пшениці, повинна приділятися оперативному управлінню та контролю за процесом перевезень врожаю. На жаль, сьогодні, сучасні сільгоспвиробники недостатньо враховують погодні фактори при організації своєї діяльності, хоча вони мають важливе практичне значення.

Організація та планування транспортного забезпечення є вкрай важливим аспектом при збиранні врожаю пшениці в умовах сучасного сільськогосподарського підприємства, що є запорукою зниження собівартості продукції та зростання рентабельності агропромислового комплексу України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Україна: як можна вирішити проблеми з транспортовкою урожаю* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.ukr.net/news/ukraina_kak_mozhno_reshit_problemy_s_transportirovkoj_urozhajja-23377290-1.html.
2. *Фомін, О.В.* Сучасний стан конструктивної досконалості бункерних вагонів для перевезення зернових та перспективи їх розвитку / Фомін О.В., Мурашова Н.Г., Воропай В.С., Коваленко В.В. // Вісник Приазовського державного технічного університету: зб. наук. праць. – Вип. 34. – Маріуполь: ДВНЗ «Приазов. держ. техн. ун-т», 2017. – С. 192 – 201.
3. *Васильєва Н. К.* Математичне моделювання та інформаційні технології в аграрному секторі економіки / Н.К. Васильєва. – Дніпропетровськ: Біла К. О., 2016. – 203 с.
4. *Колодійчук В. А.* Ефективність логістики зерна та продуктів його переробки : монографія / В. А. Колодійчук. – Львів : Український бестселер, 2015. – 574 с.
5. *Оптимізація* состава грузового автомобильного транспорта и его использование в сельскохозяйственных предприятиях: монография / А.П. Курносов, А.В. Улезько, С.А. Кулев, А.Н. Черных, С.В. Ломакин, А.А. Казанцев. – Воронеж: ФГОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2009. – 218 с.
6. *Організація виробництва*: навчальний посібник / Г.Є. Мазнев, С.М. Калініченко, І.С. Щербакова, О.В. Грідін; за ред. Г.Є. Мазнева. – [вид. 2-ге випр. і доп.]. – Харків: Вид-во «Майдан», 2013. – 604 с.
7. *Транспортний менеджмент і транспортний маркетинг* виробничо-комерційної діяльності: монографія / В.І. Перебийніс, Л.М. Болдирева, О.В. Перебийніс. – Полтава: РВВ ПУСКУ, 2009. – 201 с.
8. *Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва*: підруч. у 2 т: Т 2 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. – К.: Агроосвіта, 2012. – 434 с.

9. МТС: нові шляхи ефективного використання техніки // Фермер України. – 2011. – № 9–10 (258–259). – С. 4.
10. Державна цільова програма розвитку українського села на період до 2015 року, затверджена Постановою Кабінету Міністрів України від 19 вересня 2007 року № 1158. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/1158-2007-p>.
11. Тимочко, В.О. Причинно-наслідкові зв'язки моделі портфеля замовлень централізованого збирання зернових культур / В.О. Тимочко // Восточно-Европейський журнал передових технологій. – Х., 2010. – № 1/2 (43). – С. 51-53.
12. Саблук, П.Т. Ціновий паритет в АПК як економічна основа техніко-технологічного переоснащення сільськогосподарського виробництва / П.Т. Саблук, М.М. Могилова // Збірник наукових праць ДНУ «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого). – Дослідницьке, 2014. – Вип. 18 (32), кн. 1. – 365 с.
13. Концепція Державної цільової програми розвитку аграрного сектору економіки на період до 2020 року. Кабінет Міністрів України Розпорядження від 30 грудня 2015 р. № 1437-р. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1437-2015-p>.
14. Кучерова Я. Логистика сезона-2014: новый уровень эффективности [Електронний ресурс] / Я. Кучерова – Режим доступу: <http://www.zerno-ua.com/?p=15045>.
15. Мороз В.І. Визначення перспективних напрямів удосконалення конструкції напіввагонів виробництва ДП «Укрспецвагон» // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ. – 2008. – С. 72-81.
16. В областях працюють 56 тисяч комбайнів. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://a7d.com.ua/novini/12489-v-oblastyah-pracyuyut-56-tisyach-kombaynv-dlya-zboru-zerna.html#sel=3;7;3;10>.
17. Офіційний сайт Міністерства аграрної політики та продовольства України. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://minagro.gov.ua>.
18. Даниленко А.С. Проблеми матеріально-технічного забезпечення виробництва продукції в сільськогосподарських підприємствах / А.С. Даниленко, А.М. Карпенко // Економіка та управління АПК. – 2014. – № 1. – С. 71–76.
19. Черенков, А.В. Резерви зернового поля Придніпров'я / А.В. Черенков, М.С. Шевченко, В.С. Рибка, В.О. Компанієць, А.О. Кулик, О.В. Ковтун // Научно-практический журнал «Хранение и переработка зерна». – 2017. – № 5 (213). – с. 19-24. [Virtual Resource]. – Available at: https://issuu.com/grainstorageandprocessing/docs/hipz_full_5_2017.
20. Кельріх М. Б. Структурно-функціональне описання конструкції модуля кузова сучасних універсальних напіввагонів // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2014. – №. 2. – С. 210.
21. Чому Україна щорічно втрачає близько 7 млн. тонн зерна? [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://a7d.com.ua/novini/36666-chomu-ukrayina-schorchno-vtrachaye-na-zhnivah-blizko-7-mln-tonn-zerna.html>.
22. Лайко, П. А. Інноваційно-технічне переоснащення сільськогосподарського виробництва / П. А. Лайко, Є. А. Бузовський, В.А. Скрипниченко // Аграрний інформаційний науково-виробничий журнал № 5 – 8. – 2009. – С. 9 – 12.
23. Основные направления повышения устойчивости и эффективности зернового производства / В.И. Нечаев, В.В. Моисеев, В.В. Бондаренко, Г.В. Черных, Е.А. Блиникова, Б.В. Ковтуненко. – Краснодар: Кубанский ГАУ, 2006. – 402 с.
24. Бойко, П.І. Роль сівозмін у зменшенні негативної дії погодних умов на формування врожайності сільськогосподарських культур / П.І. Бойко, Н.П. Коваленко, В.А. Дишлевий // Збірник наукових праць Національного наукового центру «Інститут землеробства УААН» – К.: ВД «ЕКМО», 2008. – С. 78–87.

REFERENCES

1. Ukraine: kak mozhno reshit' problemy s transportirovkoj urozhaya [Ukraine: how to solve the problems with the transportation of crops] Available at: http://www.ukr.net/news/ukraina_kak_mozhno_reshit_problemy_s_transportirovkoj_urozhaja-23377290-1.html.
2. Fomin O.V., Murashova N.G., Voropay V.S., Kovalenko V.V. Suchasnij stan konstruktivnoj dokonatalosti bunkernih vagoniv dlja perevezenja zernovih ta perspektivi jih rozvitku [Modern state of the structural perfection of hopper cars for transportation of grains and their development prospects. Visnik PGTU. Vol. 34. Mariupol. 2017. P. 192-201.

3. Vasylyeva N. K. *Matematychni modelyuvannya ta informatsiyni tekhnolohiyi v ahrarnomu sektori ekonomiky* [Mathematical modeling and information technology in the agricultural sector of economy]. Dnipropetrovsk, Bila K.O., 2016. 203 p.
4. Kolodychuk V. A. *Efektivnist' lohistyky zerna ta produktiv yoho pererobky* [Efficiency of logistics of grain and products of its processing]. Lviv, Ukrayins'kyy bestseler, 2015. 574 p.
5. Kurnosov A.P., Ulez'ko A.V., Kulev S.A., Chernykh A.N., Lomakin S.V., Kazantsev A.A. *Optimizatsiya sostava gruzovogo avtomobil'nogo transporta i yego ispol'zovaniye v sel'skokhozyaystvennykh predpriyatiyakh* [Optimization of the composition of road freight transport and its use in agricultural enterprises]. Voronezh, FGOU VPO Voronezhskiy GAU. 2009. 218 p.
6. Maznyev H.Ye., Kalinichenko S.M., Shcherbakova I.S., Hridin O.V. *Orhanizatsiya vyrobnytstva* [Organization of production]. Kharkiv, Maidan. 2013. 604 p.
7. Perebyynis V.I., Boldyryeva L.M., Perebyynis O.V. *Transportnyy menedzhment i transportnyy marketynh vyrobnycho-komertsiyanoi diyal'nosti* [Transport management and transport marketing of production and commercial activity]. Poltava, RVV PUSKU. 2009. 201 p.
8. Rud' A.V., Bendera I.M., Voytyuk D.H. etc. *Mekhanizatsiya, elektryfikatsiya ta avtomatyzatsiya sil'skohospodars'koho vyrobnytstva* [Mechanization, electrification and automation of agricultural production]. Vol. 2. Kyiv, Agroosvita. 2012. 434 p.
9. MTS: novi shlyakhy efektyvnoho vykorystannya tekhniky [MTS: new ways of effective use of technick]. *Fermer Ukrayiny* – Farmer of Ukraine, 2011, no. 9-10 (258-259), pp. 4.
10. Derzhavna tsil'ova prohrama rozvytku ukrayins'koho sela na period do 2015 roku, zatverdzhena Postanovoyu Kabinetu Ministriv Ukrayiny vid 19 veresnya 2007 roku № 1158 [State target program of development of the Ukrainian village for the period till 2015, approved by the Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated September 19, 2007 No. 1158.]. [Virtual Resource]. Available at: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/1158-2007-n>.
11. Tymochko V.O. *Prychynno-naslidkovi zv'yazky modeli portfelya zamovlen' tseentralizovanoho zbyrannya zernovykh kul'tur* [Causal and consequential relationships of the portfolio model of orders of centralized harvesting of grain crops]. *Vostochno-Yevropeyskiy zhurnalпередовykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], 2010, No. 1/2 (43). pp. 51-53.
12. Sabluk P.T., Mogilova M.M. *Tsinovyy parytet v APK yak ekonomichna osnova tekhniko-tekhnolohichnoho pereosnashchennya sil'skohospodars'koho vyrobnytstva* [Price parity in agroindustrial complex as an economic basis of technical and technological re-equipment of agricultural production] / П.Т. Саблук, М.М. Моголюва // Zbirnyk naukovykh prats' DNU «Ukrayins'kyi naukovo-doslidnyy instytut prohnozuvannya ta vyprobuvannya tekhniky i tekhnolohiy dlya sil'skohospodars'koho vyrobnytstva imeni Leonida Pohoriloho» (UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho) [Collection of scientific works of DNU "Ukrainian Research Institute for forecasting and testing of technology and technologies for agricultural production named after Leonid Pogorilyi" (UkrNIIMT named after L. Pogorilyi)], 2008, issue 18 (32), book 1. 365 p.
13. Kontseptsiya Derzhavnoi tsil'ovoyi prohramy rozvytku ahrarnoho sektoru ekonomiky na period do 2020 roku. Kabinet Ministriv Ukrayiny Rozporyadzhennya vid 30 hrudnya 2015 r. № 1437-r [The Concept of the State Target Program for the Development of the Agricultural Sector for the period up to 2020. Cabinet of Ministers of Ukraine Order dated December 30, 2015 No. 1437-p.]. [Virtual Resource]. Available at: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1437-2015-p>.
14. Kucherova Ya. *Lohystyka sezona-2014: novyy uroven' efektyvnosti* [Logistics of the 2014 season: a new level of efficiency]. [Virtual Resource]. Ya. Kucherova. Available at: <http://www.zerno-ua.com/?p=15045>.
15. Moroz, V. I. (2008). *Vyznachennia perspektynykh napriamkiv udoskonalennia konstruktivnykh napivvahoniv vyrobnytstva DP «Ukrspetsvagon»* [Determination of the promising direction for improvement of the open car design of SE "Ukrspetsvagon"]. Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoi Derzhavnoi Akademii Zaliznychnoho Transportu, 72-81.
16. *V oblastiakh pratsuyut' 56 tysyach kombayniv* [56 thousand combine harvesters operate in the regions.]. Available at: <http://a7d.com.ua/novini/12489-v-oblastyah-pracyuyut-56-tisyach-kombayniv-dlya-zboru-zerna.html#sel=3;7,3:10>.
17. *Official site of the Ministry of Agrarian Policy and Food of Ukraine* [Virtual Resource]. Available at: <http://minagro.gov.ua>.
18. Danylenko A.S., Karpenko A.M. *Problemy material'no-tekhnichnoho zabezpechennya vyrobnytstva produktsiyi v sil'skohospodars'kykh pidpryyemstvakh* [Problems of material and technical supply of production in agricultural enterprises]. *Ekonomika ta upravlinnya APK* [Economics and management of agro-industrial complex], 2014, no. 1, pp. 71-76.
19. Cherenkov A.V., Shevchenko M.S., Ribka V.S., Kompaniets' V.O., Kulik A.O., Kovtun O.V. *Rezervy zernovoho polya Prydniprov'ya* [Reserves of the grain field of the Dnieper region]. *Nauchno-prakticheskiy*

zhurnal «Khraneniye i pererabotka zerna» – Scientific and Practical Journal "Storage and Processing of Grain", 2017, no. 5 (213), pp. 19-24. Available at:

https://issuu.com/grainstorageandprocessing/docs/hipz_full_5_2017.

20. Kelrikh M. B., Moroz V. I. *Strukturno-funktsionalne opysannia konstruksii modulia kuzova suchasnykh universalnykh napivvahoniv* // Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia, 2 (210). – 2014. – С. 94-103.

21. Chomu Ukrayina shchorichno vtrachaye blyz'ko 7 mln. tonn zerna? [Why do Ukraine annually loses about 7 million tons of grain?] Available at: <http://a7d.com.ua/novini/36666-chomu-ukrayina-schorchno-vtrachaye-na-zhnyvah-blizko-7-mln-tonn-zerna.html>.

22. Layko P. A., Buzovs'kyi YE. A., Skrypnychenko V. A. *Innovatsiyno-tekhniczne pereosnashchennya sil's'kohospodars'koho vyrobnytstva* [Innovative and technical re-equipment of agricultural production]. Agrarnyyu informatsiynyy naukovy-vyrobnychyuy zhurnal [Agrarian Information Scientific and Production Magazine], 2009, no. 5. pp. 9-12.

23. Nechayev V.I., Moiseyev V.V., Bondarenko V.V., Chernykh G.V., Blinnikova Ye.A., Kovtunenکو B.V. *Osnovnyye napravleniya povysheniya ustoychivosti i effektivnosti zernovogo proizvodstva* [The main directions of increasing the stability and efficiency of grain production]. Krasnodar, Kybanskyy GAU, 2006. 402 p.

24. Boyko, P.I., Kovalenko N.P., Dyshlevyy V.A. *Rol' sivozmin u zmeshenni nehatyvnoyi diyi pohodnykh umov na formuvannya vrozhaynosti sil's'kohospodars'kykh kul'tur* [The role of crop rotation in reducing the adverse effects of weather conditions on the formation of crop yields]. Zbirnyk naukovykh prats' Natsional'noho naukovoho tsentru Instytut zemlerobstva UAAN [Collection of scientific works of the National Scientific Center Institute of Agriculture of UAAS], 2008. pp. 78-87.

Евгений Медведев

(старший преподаватель кафедры логистического управления и безопасности движения на транспорте, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля)

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРИ УБОРКЕ УРОЖАЯ ПШЕНИЦЫ

В работе проанализировано современное состояние и перспективы развития транспортного обеспечения при уборке урожая пшеницы. Приведены данные наличия зерноуборочных комбайнов в Украине, сегментированы их нагрузки в разрезе областей и стран, специализирующихся на выращивании пшеницы. Исследованы современные проблемы организации и планирования транспортного обеспечения во время сбора пшеницы. Установлено, что важным резервом повышения эффективности сельскохозяйственных предприятий является улучшение использования техники. В условиях недостаточного обновления и ограничения количества технических средств на первый план выходит тщательная организация и планирование потребности в транспортных средствах при сборе пшеницы. Достаточное внимание на каждом предприятии сельского хозяйства, специализирующихся на уборке пшеницы, должно уделяться оперативному управлению и контролю над процессом перевозок урожая.

Ключевые слова: транспортное обеспечение, автомобильные транспортные средства, комбайны, урожай, пшеница.

Ievgen Medvediev
(Senior Lecturer of the Department of Logistics Management and Traffic Safety in Transport, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University)

**MODERN CONDITION AND PROSPECTS OF DEVELOPMENT
OF TRANSPORT SUPPORT DURING WHEAT HARVESTING**

The paper analyses the current state and prospects of development of transport support for wheat harvesting. The data on availability of combine harvesters in Ukraine are presented; their loads are segmented in the context of regions and countries specializing in wheat cultivation. The modern problems of organization and planning of transport support during wheat harvesting are researched. It has been established that an important reserve for improving efficiency of agricultural enterprises is improvement of machinery use. Under conditions of insufficient renewal and limitation of the amount of technical equipment, careful organization and planning of the need for wheat harvesting vehicles come into the foreground. Sufficient attention should be given to operations management and control over the process of crop transportation at every agricultural enterprise specialising in wheat harvesting.

Keywords: transport support, motor vehicles, combine harvesters, harvest, wheat.

Стаття надійшла до редакції 09.10.2017 р.

ЗМІСТ

ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ

<i>Косарчук В. В., Даніленко Е. І., Агарков О. В., Рафальський О. Ю.</i> Вплив профілю вагонних коліс на рівень контактних напружень у рейках	3
<i>Бульба В. І.</i> Вдосконалення моніторингу тягових передач електропоїздів	19
<i>Герлици Ю., Хаусер В., Кравченко К., Ноженко Е., Лак Т., Фомина Ю.</i> Профіль колеса с дополнительной поверхностью катания для улучшения взаимодействия рельсового транспортного средства кривым участком пути малого радиуса	30
<i>Дьомін Р. Ю.</i> Дослідження з забезпечення експлуатації тягового рухомого складу поза межами призначеного строку служби	44
<i>Дорошенко О. Ю.</i> Формування структури цементного каменю з модифікуючими добавками	54
<i>Горбунов Н. И., Ковтанец М. В., Ноженко Е. С., Просвірова О. В.</i> Анализ и разработка путей повышения сцепных качеств локомотивов	59
<i>Іванов В. Б., Косенко В. І.</i> Енергоефективні приводи допоміжних механізмів	75
<i>Ловська А. О.</i> Визначення показників міцності несучих конструкцій кузовів вагонів-платформ зчленованого типу при перевезенні на залізничних поромках	82
<i>Горбунов М. І. Просвірова О. В., Ковтанец М. В., Кравченко К. О.</i> Визначення перспективних методів підвищення ефективності гальмування з використанням експертного оцінювання	93
<i>Просвірова О. В.</i> Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма	102
<i>Равлюк В. Г.</i> Оцінювання факторів утворення дуального фрикційного зносу гальмових колодок	109
<i>Сулим А. О., Столетов С. О., Фомін О. В., Крамаренко М. В., Локтіонов Д. В., Скороход С. О., Мурчков С. В.</i> Результати експериментальних досліджень з впливу на колію пасажирського вагона 61-779 на візках моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01	127
<i>Фомін О. В., Федосов-Ніконов Д. В.</i> Дослідження конструкції довгобазного вагона-платформи на міцність	140
<i>Фомін О. В., Стецько А. А.</i> Аналіз конструктивних складових вантажних вагонів для створення спрямованого напружено-деформованого стану	148
<i>Щербина Ю. В.</i> Розрахунок зносу контактної пари тертя шток – напрямна гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних засобів комп’ютерного моделювання	159

<i>Валігура М. Я.</i> Розвиток гальмових систем рухомого складу залізничного транспорту	169
---	-----

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

<i>Близнюк К. П.</i> Застосування способів розв'язування позиційних задач нарисної геометрії при моделюванні об'єктів у системі AutoCAD	180
<i>Фомін О. В., Бурлуцький О. В., Горбунов М. І., Логвіненко О. А., Фоміна А. М.</i> Математичне моделювання варіаційних характеристик плям нагріву при термічній правці каркасних елементів піввагонів ...	186

ІНФОРМАЦІЙНІ, ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

<i>Гайденко О. С., Голуб Г. М.</i> Прогнозування спожитої електроенергії методами нейромережевого моделювання	196
<i>Тимченко Л. І., Герцій О. А., Кокряцька Н. І., Галушко М. М.</i> Метод вимірювання координат енергетичного центру зображень протяжних лазерних трас	202
<i>Тимченко Л. І., Кокряцька Н. І., Івасюк І. Д., Майстренко Ю. В.</i> Інформаційні технології ущільнення даних на основі ієрархічного кодування	212

ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ І БЕЗПЕКА ТРАНСПОРТУ

<i>Мироненко В. К., Василюва Г. С., Горецький О. А.</i> Система оцінки показників якості транспортного обслуговування при залізничних вантажних перевезеннях	224
<i>Медведєв Є. П.</i> Сучасний стан та перспективи розвитку транспортного забезпечення при збиранні врожаю пшениці	236

Науково-виробниче видання

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ**

Серія «Транспортні системи і технології»

Випуск 31 (2017)

Відповідальний за випуск Ю. В. Черняк
Редактор Н.В. Щербак
Макет і верстка В.О. Зорьки

Підписано до видання 30.01.2018 р.

Ум. друк. арк. 15,62. Обл.-вид. арк. 14,5
Наклад 100 прим. Зам. № 3-09/18

Надруковано в друкарні редакційно-видавничого відділу
Державного університету інфраструктури та технологій.
03049, м. Київ-49, вул. І. Огієнка, 19.