

В 75

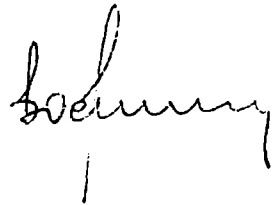
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Воропович Віктор Петрович

УДК 629.4.027.2

ВІЗОК НОВОГО ПОКОЛІННЯ
ДЛЯ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

05 22.07 Рухомий склад залізниць та тяга поїздів



АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ 2001

НТБ
ДНУЗТ

Р875 ММ

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Дніпропетровському державному технічному університеті залізничного транспорту Міністерства транспорту України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
Савчук Орест Макарович,
Дніпропетровський державний
технічний університет залізничного
транспорту, завідувач кафедру вагонів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кельрих Мойсей Борисович
Київський інститут транспорту,
завідувач кафедру «Рухомий склад
залізничних доріг».

кандидат технічних наук, доцент,
Мямлін Сергій Віталійович
Дніпропетровський державний технічний
університет залізничного транспорту,
проректор з наукової роботи.

Державна академія
транспорту
України,
Київ (м.Харків).

Київ, 2001р. о 14 год. на засіданні
Дніпропетровському державному тех-
нічному університеті залізничного
транспорту (ДІТ) за адресою: 49010,
вул. Дніпропетровська, 2, ауд. 314.
Київ, біля бібліотеки університету.

р.

Жуковницький І.В.

НТБ
ДНУЗТ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми.

Недосконалі конструктивно візки вантажних вагонів не дають можливості знизити затрати при виготовленні вагонів, а також вимагають великих матеріальних витрат на додатковий ремонт і відновлення використаного рухомого складу і колії, є стримуючим фактором у підвищенні конкурентоздатності залізниць України.

Розробка нового покоління вантажного рухомого складу в Росії розглядається сьогодні як одне з найактуальніших завдань економічного розвитку країни на найближчі роки. Аналогічна державна програма оновлення вантажного рухомого складу розробляється в Україні. Встановлена пам'яткою ОСЖД+Р516 швидкість руху вантажних поїздів у міжнародних транспортних коридорах буде до 120 км/год. Тому нові вагони повинні відповідати цим вимогам.

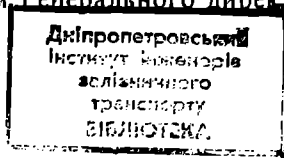
У зв'язку з цим великий науковий і практичний інтерес являє собою проблема створення візків нового покоління для вантажних вагонів. Цією проблемою цікавляться і пропонують своє розв'язання багато спеціалістів країн СНД.

Вчені і спеціалісти ДІТу, Крюківського вагонобудівного заводу, Українського науково-дослідного інституту вагонобудування, ІТМ АН України поставили завдання створити візок для вантажного вагона з кращими динамічними характеристиками. Причому, новий візок повинен бути за своїми конструктивними особливостями близьким до візка моделі 18-100, що нині експлуатується, бо в країнах СНД під цей тип візків уже створена ремонтна база і десятиліттями встановлена система ремонтів з розробленою нормативною базою і підготовленим кадровим потенціалом.

Частина розробок, пов'язаних зі створенням вантажних візків нового покоління моделі 18-781, котрі нині проходять експлуатаційні випробування, виконана автором і лягла в основу даної дисертації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Напрям досліджень автора зв'язаний з виконанням сумісних планів Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту і АТ «Крюківський вагонобудівний завод» щодо створення візка нового покоління для вантажних вагонів (1995-2000 р.р.). Автор також брав участь в аналізі результатів НДР «Динамічні ходові випробування піввагонів на візках 18-781» № 0195 У023-402, Дніпропетровськ, ДПТ-1996 р. та є співвиконавцем теми 33.02.00.02 «Розробка ходових частин вантажних вагонів для експлуатації в транспортних коридорах» (технічне завдання затверджене Першим заступником Генерального директора УЗ Федюшиним Ю.М. 11.10.1999 р.).



f

Мета і задачі дослідження

Метою роботи є теоретичне дослідження сил динамічної взаємодії вантажних вагонів і колії для оцінки ефективності візків нового покоління, забезпечення сучасного конструктивного і технологічного рівня візків моделі 18-781, а також їх надійності в експлуатації.

Для досягнення вказаної мети вирішуються такі завдання:

— виконано математичне моделювання динаміки вантажних вагонів (піввагонів і цистерн) з уточненням параметрів моделі за результатами ходових динамічних випробувань; визначено сили динамічної взаємодії вагонів і колії, напруга в рейках, шпалах, баласному шарі і земляному полотні; дано порівняння динамічних показників вагонів на нових і еталонних візках, а також їх дію на колію;

— обґрунтовано конструктивні форми і технологію виготовлення деталей і складальних одиниць візків моделі 18-781;

— на підставі аналізу результатів експлуатаційних випробувань та випробувань на втомленість і міцність нових візків визначено причини відказів і розроблено заходи з підвищення надійності;

— через низьку надійність дискових гасителів коливань розроблена конструкція нового взаємозамінного гасителя вертикальних коливань з поступальними переміщеннями фрикційних блоків;

— виконано теоретичні дослідження і проведено контрольні динамічні випробування вагонів з новими гасителями коливань, котрі показали позитивні результати.

Об'єкт досліджень

Динамічна взаємодія вантажного вагона з рейковою колією під час його руху з швидкістю до 140 км/год.

Предмет дослідження

Візок нового покоління для вантажних вагонів.

Методи дослідження

Теоретичні дослідження виконувались методом математичного моделювання задач динаміки рухомого складу. Для розрахунків блоку нового гасителя коливань використовувався метод скінчених елементів разом з узагальненим методом сил.

Експериментальні випробування проводились з допомогою тензометричної та акселометричної апаратури, оброблюючий комплекс працював на

базі комп'ютера.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

— з удосконаленням відомих моделей виконано математичне моделювання динаміки вантажного вагона на нових візках при його русі по коліях з реальними нерівностями, що дозволяє визначити сили динамічної взаємодії вагона і колії, напругу в рейках, шпалах, баласному шарі, на основній площадці земляного полотна і в кінцевому підсумку дає можливість кількісно і якісно підтвердити переваги візка нового покоління;

— вперше поставлено і вирішено завдання із визначення контактної взаємодії блоків тертя нового фрикційного гасителя коливань, що дозволило одержати уточнене розподілення нормальних тисків по поверхні контакту і напружений стан деталей.

Практичне значення одержаних результатів

Розроблено за участю автора оригінальний вантажний візок нового покоління, обгрунтовано його конструктивні форми і технологію, котрі забезпечують відповідність візка за своєю якістю світовому рівню вагонобудування.

Запропоновано, досліджено і випробувано оригінальний гаситель вертикальних коливань замість дискового гасителя, що застосовувався раніше і не підтвердив безвідмовність роботи в експлуатації.

Проаналізовано результати всіх видів випробувань деталей і складальних одиниць візка моделі 18-781, на підставі чого розроблено рекомендації щодо забезпечення необхідного рівня їх експлуатаційної надійності.

Особистий внесок здобувача

При підготовці сумісних статей з А.Г.Редеймстером та О.М.Савчуком запропонував постановку задачі та початкові умови. Вніс корективи до математичної моделі — ввів випадкові підвищення коефіцієнту тертя сталених клинів з фрикційними планками (мікросхоплювання), що покращило достовірність результатів моделювання. Запропонував скористатись просторовою моделлю метода скінчених елементів.

У патентах на винахід візка вантажного вагона обгрунтував необхідність розташувати фрикційні башмаки-ковзуни V-образно в плані з кутом між їх осями $\alpha = 15^\circ\text{-}30^\circ$.

НТБ
ДНУЗТ

Апробація результатів дисертації

Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи викладені у доповідях на кафедрі вагонів ДІІТу, подані й обговорені на міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми розвитку транспортних систем», Беларусь, Гомель, 2 жовтня 1998 р.; на науково-технічній конференції «Подвижной состав 21 века» (м. Санкт-Петербург, 1999р.), X міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту — «Динаміка, надійність та безпека рухомого складу». Україна, Дніпропетровськ, 25 травня 2000 р.

Публікації

Результати дисертації опубліковані в журналі «Залізничний транспорт України» та у чотирьох статтях — у збірниках наукових праць, а також у патентах України № 260039 від 26.02.1999 р. та Росії № 2090404 від 20.09.1997 р., тезах доповідей на міжнародних конференціях.

Структура та зміст дисертації

Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації — 152 сторінки, 39 рисунків, 9 таблиць, 110 джерел, 2 додатків.

Основний зміст роботи

У першому розділі на підставі аналізу дослідних даних про динамічну якість існуючого рухомого складу залізниць і вжитих заходів по його модернізації висловлено пропозиції до вихідних вимог для перспективних візків вантажних вагонів.

Динамічні якості рухомого складу залізниць, включаючи показники безпеки руху, багато в чому визначаються конструкцією і параметрами ходових частин або візків.

Перед вітчизняними і зарубіжними вченими завжди стояло основне завдання — створення умов безпечної й екологічно доцільної роботи залізничного транспорту. Найбільший вклад у розв'язання цього завдання внесли такі вчені, як Вершинський С.В., Лазарян В.А., Блохін Є.П., Ушкалов В.Ф., Дьомін Ю.В., Веріго М.Ф., Челноков І.І., Шеффилд Д.Г., Марьє Г.А.

Відомо, що в світі поширеними є два типи конструкції візків: трьохелементна — США, Канада, країни СНД і двохелементна — країни Західної Європи. Представником трьохелементної конструкції візка може служити візок ЦНІ-ХЗ або модель 18-100, котра має просту конструкцію і, отже, відносно низьку вартість при виготовленні і технічному обслуговуванні.

Разом з тим у простоті конструкції і криються недоліки принципового характеру, виявлені при експлуатації: значний розкид параметрів робочих характеристик ресорного підвішування, що призводить до підвищеної силової дії вантажних вагонів на колію, а значить, збільшувє витрати на ремонт колісних пар, п'ятникових вузлів, ресорного підвішування, кузова вагона і його елементів. Крім того, конструктивна схема і параметри візків моделі 18-100 не відповідають вимогам стійкості руху через низьку критичну швидкість.

Як масовий візок вантажних вагонів західно-європейських залізниць прийнято двохелементний візок Y-25 і його модифікації. Він має суттєву відміну від візка моделі 18-100 і певні переваги, наприклад, двосторонній гальмовий натиск на колісну пару і білінійне ресорне підвішування, котре забезпечує за рахунок застосування циліндричних пружин різної висоти роботи зовнішніх і внутрішніх пружин залежно від вертикального навантаження на п'ятник. Спроби створити візок по прототипу Y-25 для експлуатації на залізницях СНД успіху не мали.

Тому в даний час необхідно створити таку конструкцію візка для вантажних вагонів, яка б:

- була проста у виготовленні й експлуатації;
- значно знизила б силу динамічної дії вагона на колію, що в свою чергу зменшить зношення коліс і рейок, пошкодження вагонів і залізничних шляхів;
- забезпечувала б високі швидкості руху поїздів і безпеку руху.

У другому розділі описані конструкція, характеристики і технологічні особливості виготовлення візка моделі 18-781.

У розробленій конструкції візка моделі 18-781 введено роздільне гашення коливань. Знижена жорсткість ресорного підвішування в поперечному напрямку. Штамповарна конструкція надресорної балки дозволяє розміщення в ній підпружинених башмаків, котрі забезпечують пружне зчленування балки з боковими рамами візка.

Центральне ресорне підвішування складається з двох комплектів: кожен з них утримує шість зовнішніх і шість внутрішніх пружин, взаємозамінних з пружинами візка моделі 18-100, і гасителя вертикальних коливань. Такі деталі та вузли, як колісні пари з буксами, бокові рами, гальмівна передача, конструктивно не відрізняються від аналогічних деталей і серійного візка мод. 18-100, що спрощує виробництво та ремонт нових візків.

Таким чином відмінностями візка моделі 18-781, які реалізують переваги цього візка перед серійним, є такі:

- у ресорному підвішуванні (рисунок 1) нестабільно працюючий клиновий гаситель Ханіна замінено на спеціальний фрикційний гаситель верти-

кальних колівань 4, що розміщується всередині однієї з пружин ресорного комплекта; окрім того, згашення горизонтальних і, частково, вертикальних колівань виконується з кожної сторони чотирма башмаками 6, які розміщені у гніздах надресорної балки і постійно притиснені пружинами 5 до двогранної поверхні фрикційних планок, закріплених до колонок бокових рам;

— вказані вище підпружинені башмаки 6 здійснюють пружний зв'язок між боковинами і надресорними балками, що анулює постійні перекоси цих деталей та значною мірою покращує стійкість руху нового візка;

— окрім того, багатофункційні підпружинені башмаки 6 створюють пружний зазор між боковими рамами і надресорною балкою у подовжній площині (який відсутній у типовому візку), що дозволяє зменшити зношення п'ятникового вузла від гальмівних сил;

— пружини 1 і 2 (див. рисунок 1) ресорних комплектів мають зверху спеціальні опори 3 з подовжними виступами, на які оперті ножові пластини надресорної балки, чим досягається вдвічі нижча жорсткість пружин у поперечній горизонтальній площині;

— пружні ковзуни не допускають автоколивань вихляння візків при русі вагона.

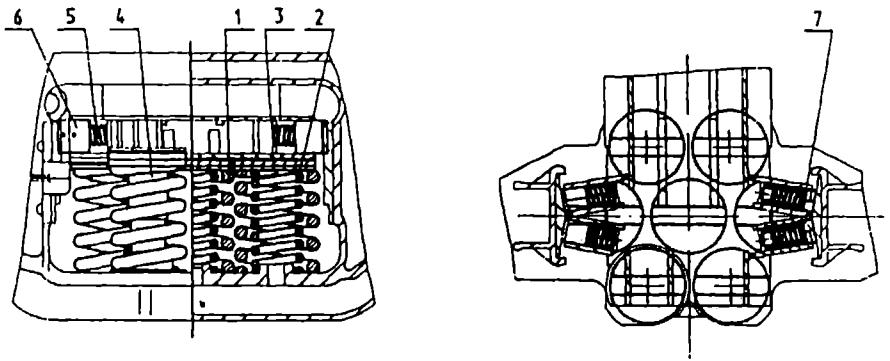


Рисунок 1. Ресорне підвішування візка моделі 18-781.

1 - пружина зовнішня; 2 - пружина внутрішня; 3 - опора пружини; 4 - гаситель вертикальних колівань; 5 - пружина башмака; 6 - башмак; 7 - шайба.

Коротко описана технологія виготовлення оригінальних деталей і вузлів, а також складання гасителя вертикальних колівань і візка в цілому.

У третьому розділі наведено опис математичної моделі спільних колівань системи «вантажний вагон — залізнична колія», а також визначених з

допомогою комп'ютерного моделювання динамічних показників і показників дії на колію вантажних вагонів на візках моделі 18-781 і 18-100. Клішова система гашення коливань візка моделі 18-100 працює вкрай нестабільно.

Внесення коректив у відому математичну модель шляхом збільшення, випадковим чином, в 5 разів відносного коефіцієнта тертя сталених клинів і фрикційних планок дозволило збільшити порівняність результатів моделювання з даними динамічних випробувань вагонів. Добрий їх збіг значно підвищив достовірність математичної моделі.

На рисунку 2 для прикладу показані залежності коефіцієнтів динаміки вагонів від швидкості їх руху. Окрім результатів моделювання тут показані також експериментальні дані (зарєєстровані під час динамічних випробувань піввагонів), які позначені лініями з кружками. Аналіз приведених залежностей показує, що, по-перше, вертикальні динамічні збурення при русі вагонів на візках мод. 18-781 значно менші, ніж на серійних візках мод. 18-100, і, по-друге, результати моделювання на удосконаленій математичній моделі задовільно узгоджуються з експериментальними даними.

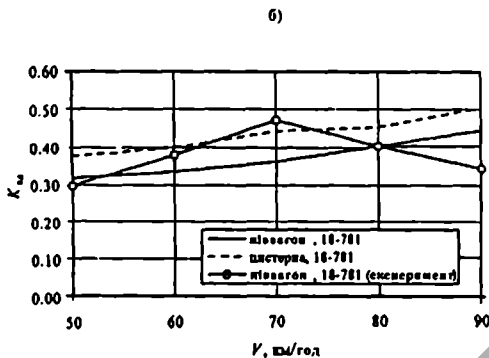
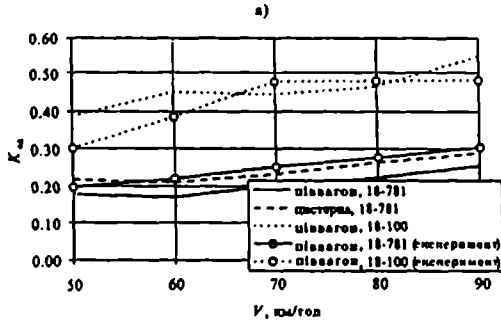


Рисунок 2. Коефіцієнти динаміки на прямій
а) навантаженого вагона; б) для порожнього вагона.

Розрахункове значення рамної сили у вагона на візках моделі 18-781 приблизно удвічі нижче, ніж у вагона на візках моделі 18-100.

Піввагон на візках моделі 18-781 має кращий (в 1,3-1,5 раза більший) коефіцієнтний запас стійкості проти сходу з рейок у порівнянні з піввагоном на візках моделі 18-100. За рахунок стабільної роботи демпфіруючих приладів ходові якості вагонів на візках моделі 18-781 суттєво кращі, ніж у вагонів на типовому візку моделі 18-100.

Використовуючи відомі параметри верхньої будови колії, для моделі спільних коливань системи «екіпаж-колія» можна визначити прогиб рейки у вертикальному напрямку під дією навантаження F , прикладеної в перерізу $x=a$

$$z = F \left(\frac{1}{64k_{oz}^3 EI_y} \right)^{1/4} e^{-\beta_1 |x-a|} (\cos \beta_1 |x-a| + \sin \beta_1 |x-a|)$$

де k_{oz} — коефіцієнт постелі основи,

E — модуль пружності першого роду для матеріалу рейки, $\beta_1 = (k_{oz}/4EI_y)^{1/4}$

Найбільший згинальний момент діє в тому ж перерізу

$$M_y = \left(\frac{EI_y}{64k_{oz}} \right)^{1/4}$$

Навантаженість рейки характеризується величиною напруги в головці σ' і в підшві σ'' рейок від дії вертикальних P_v і горизонтальних P_g зусиль, що складають сили взаємодії колеса і рейки.

$$\sigma_n = \frac{M_y}{W_{ny}} + \frac{M_x}{W_{nx}} = \frac{P_{ny}}{W_{ny}} \left(\frac{EI_y}{64k_{oz}} \right)^{1/4} + \frac{P_g}{W_{nx}} \left(\frac{EI_x}{64k_{oz}} \right)^{1/4}$$

$$\sigma_r = \frac{M_y}{W_{ry}} + \frac{M_x}{W_{rx}} = \frac{P_{ry}}{W_{ry}} \left(\frac{EI_y}{64k_{oz}} \right)^{1/4} + \frac{\gamma P_g}{W_{rx}} \left(\frac{EI_x}{64k_{oz}} \right)^{1/4}$$

де $W_{ix} = \gamma^{-1} W_{ix}$ — момент опору вигину по боковій грані головки рейки.

Для ланкової колії допустиме значення напруги складають

$[\sigma_n] = 240$ МПа; $[\sigma_r] = 320$ МПа.

Напругу в баласті під шпалою визначимо за формулою:

$$\sigma_\theta = \frac{F_w}{0,5\alpha a_w b_w},$$

де α - коефіцієнт вигину шпали;

F_w - сила, що діє у вертикальному напрямку на шпалу, котра знаходиться

ся безпосередньо під колесом.

$$F_{\text{ш}} = 0,394 P_0$$

$a_{\text{ш}}$, $b_{\text{ш}}$ - довжина і ширина шпали по основі.

Рекомендовані значення $[\sigma^{\text{рек}}] = 0,325 \text{ МПа}$ для щебенявого баласту.

Далі наведені результати комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості колійної структури під час руху завантажених піввагона і цистерни на нових візках мод. 18-781 з швидкістю 50-140 км/год у прямих та криволінійних ділянках шляху. Для порівняння розглянутий рух аналогічних вагонів на серійних візках мод. 18-100 (при цьому швидкість не перевищує практично реалізуємої — до 90 км/год). Вказані результати отримані вперше.

Залежності вертикальних та бокових сил взаємодії коліс та рейок від швидкості руху показані на рисунку 3.

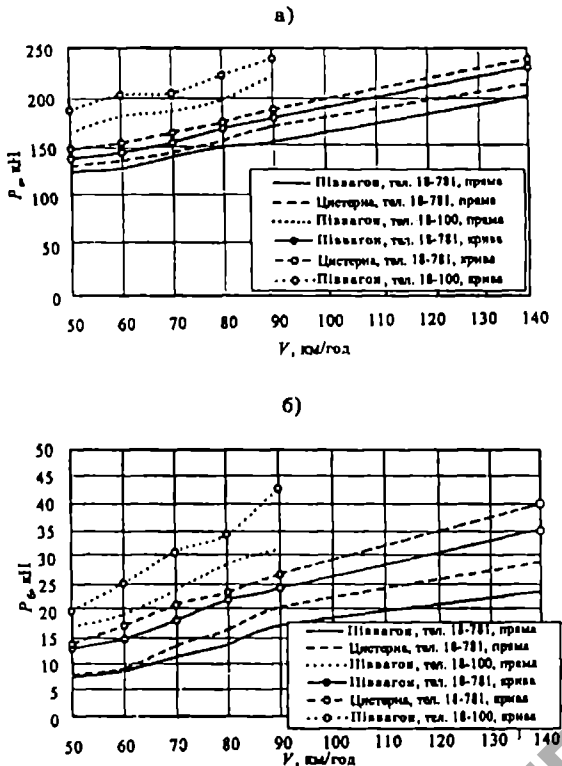


Рисунок 3. Сили взаємодії коліс та рейок:

а) вертикальні; б) бокові поперечні.

Вертикальні сили включають у себе як динамічну, так і статистичну складові. Розрахунковий рівень максимальних імовірних вертикальних сил взаємодії при швидкості 90 км/год у піввагона на нових візках досягає 160 кН, тоді як на серійних візках — 219,7 кН, тобто коефіцієнт зниження рівний 1,37. У криволінійних ділянках шляху сили взаємодії збільшуються пропорційно. Якщо розглянути максимальні швидкості, то піввагон на нових візках при 140 км/год менше навантажує рейки (194,8 кН), ніж на серійних візках при 90 км/год (219,7 кН).

Бокові поперечні сили (основний фактор, що призводить до розкладання рейкової колії) для вагонів на нових візках (див. рисунок 3,6) приблизно у 1,8 разів менші, ніж при серійних візках. Найбільша розрахункова бокова сила піввагона на нових візках при швидкості руху 140 км/год не перевищує 22,3 кН, що на 40% нижче, ніж для піввагонів на серійних візках при швидкості 90 км/год.

У дисертації проаналізовані також напруги в рейках, у баласті та на основній площадці земляного полотна. Всі ці показники для вагонів на нових візках мод. 18-781 значно нижчі, ніж на серійних візках мод. 18-100, і не перевищують нормативних значень. Таким чином, за результатами моделювання показані якісні та кількісні переваги нового візка з точки зору зменшення сил взаємодії вагона та колії.

У четвертому розділі подано аналіз результатів експлуатаційних випробовувань візка моделі 18-781, його оригінальних вузлів, підготовлено пропозиції по конструктивних удосконаленнях їх. Розроблено математичну модель роботи блоків тертя зміненого гасителя вертикальних коливань. З метою перевірки ходових якостей піввагонів на візках моделі 18-781 із зміненими гасителями вертикальних коливань проведено контрольні динамічні випробування.

Експлуатаційні випробування піввагонів на візках моделі 18-781 проводилися в два етапи. На першому один вагон знаходився в експлуатації в умовах рівнинного профілю колії, другий вагон — в умовах гірського профілю колії.

На другому етапі вже випробовувалося сім піввагонів на нових візках і п'ять піввагонів на візках моделі 18-100.

Із графіків (рисунок 4), побудованих за результатами випробовувань, видно, що інтенсивність зношення гребенів колісних пар у візків моделі 18-781 в 1,3...1,4 раза менше, ніж у візках моделі 18-100.

НТБ
ДНУЗТ

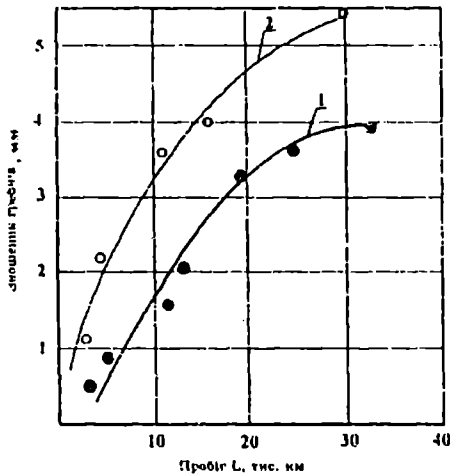


Рисунок 4. Залежність зношення гребенів колісних пар від пробігу піввагонів у дослідних маршрутах
 1 - зношення гребенів колісних пар візків моделі 18-781;
 2 - зношення гребенів колісних пар візків моделі 18-100.

Крім того, після пробігу до 35 тис. км піввагона з візками моделі 18-781 середнє зношення в п'ятикових вузлах уздовж осі вагона склало 2,7 мм, а в поперечному напрямку його зовсім не було. Таке зношення в 3-5 разів менше ніж у вагонах на візках моделі 18-100 в аналогічних умовах експлуатації.

Підвищена увага приділялася випробуванню нової штампованої надресорної балки нового візка (моделі 18-781).

Міцнісні випробування надресорних балок проводилися на спеціальному стенді АТ «КВБЗ» із застосуванням типової методики випробувань на експлуатаційні навантаження по першому і третьому режимах встановлених норм і правил.

Випробування на втомленість проводились Українським науково-дослідним інститутом вагонобудування (м.Кременчук) на гідропульсаторі ЦДК-200 за стандартною методикою.

Надресорна балка штампованої конструкції успішно витримала всі види випробувань.

У процесі експлуатаційних випробувань найбільша кількість відказів припадала на дискові гасителі коливань (ДГК), тому їй було прийнято рішення розробити взаємозамінний з ДГК гаситель вертикальних коливань, котрий

би не мав недоробок, притаманних ДГК.

Розроблена конструкція нового внутріпружинного гасителя вертикальних коливань (ГВК), а також виконано теоретичне дослідження його.

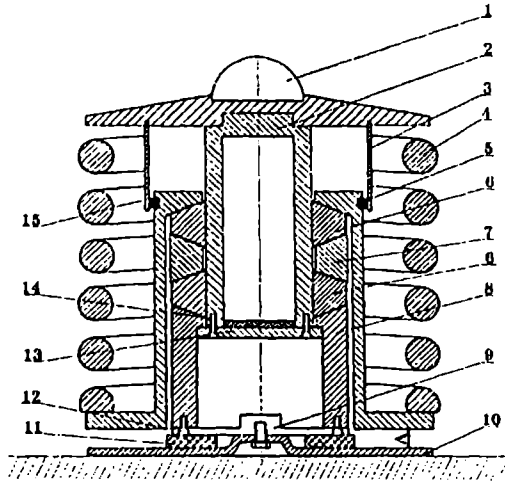


Рисунок 5. Схема гасителя вертикальних коливань.

1- дах верхній; 2 - вал фрикційний; 3 - кожух захисний; 4 - пружина;
5 - втулка тягова; 6 - блок фрикційний; 7 - кільце дистанційне; 8 - склянка;
9 - кришка; 10 - лист нижній; 11- амортизатор; 12 - прокладка; 13- планка
фігурна; 14 - поршень; 15 - кільце.

Коефіцієнт відносного тертя гасителя з урахуванням роботи двох фрикційних блоків

$$\Psi_0 = 2 F / P = 4 \mu \operatorname{tg} \alpha$$

де F - сила тертя,

P - вертикальна сила,

μ - коефіцієнт тертя.

Результуючий коефіцієнт відносного тертя ресорного комплексу, визначимо

$$\Psi = \Psi_0 C_n / (7 C_n + 6 C_b)$$

де C_n — жорсткість зовнішньої пружини (пружини гасителя);

C_b — жорсткість внутрішньої пружини.

НТБ
ДНУЗТ

Обчислення показали, що коефіцієнт відносного тертя ресорного комплексу зі змінним ГВК рівний 7,8...9,8%, що є хорошим показником, оскільки нормований коефіцієнт відносного тертя складає від 6% до 12%.

З метою перевірки розподілу тиску на контактні поверхні гасителя ГВК, а також оцінки міцності його деталей було виконано математичне моделювання блоків тертя гасителя. Використовувались сумісно два методи:

- метод скінчених елементів у просторовій постановці для моделювання вала (990 елементів) і фрикційного блока (1008 елементів);
- узагальнений метод сил з прикладенням до контактних поверхонь II групових невідомих.

Рішення проводилось з використанням п'яти комп'ютерних програм. У результаті побудований розподіл контактних сил між валом і фрикційним елементом (сухарем). Ці сили по середній поверхні сухаря діють досить рівномірно і у вузлах елементів складають 920-960 Н.

Проведений аналіз напруженого стану показав, що найбільше напруження виникає на внутрішній поверхні фрикційного вала до 27,2 МПа. Рівень напруженості сухарів не перевищує 9,3 МПа. Таким чином, міцність гасителя задовільна.

Далі приведені методика і результати контрольних динамічних випробувань завантаженого та порожнього піввагонів на візках мод. 18-781 із змінними гасителями вертикальних коливань. Приведені порівняльні таблиці: основних динамічних показників вагона, обладнаного як дисковими гасителями, так і новими ГВК. В останньому випадку окремі показники (зокрема коефіцієнти вертикальної динаміки) дещо погіршились, але хід вагона за нормативними оцінками залишився здебільшого відмінним.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено вирішення наукової задачі щодо можливості створення ходових частин для вантажних вагонів із значно кращими динамічними характеристиками, що дозволяють підвищити швидкість руху та знизити сили взаємодії екіпажу і колії, у порівнянні з візками моделі 18-100, котрі знаходяться в експлуатації.

2. Запропонована конструкція візка нового покоління (моделі 18-781) для вантажних вагонів, розроблена технологія виготовлення його оригінальних вузлів.

3. У зв'язку з уведенням пружних зв'язків і роздільного гашення вертикальних коливань виникла необхідність замінити литу надресорну балку на штамповану конструкцію, котра успішно витримала всі види випробувань на міцність.

4. За результатами ходових динамічних випробувань вантажних вагонів з візками моделі 18-781 налагоджена математична модель «вантажний вагон - колія», на якійі вперше проведено дослідження динамічної дії на колію вантажних вагонів на візках моделей 18-781 та 18-100. Результати досліджень показали, що під час руху вагона з візками моделі 18-781 вертикальні сили взаємодії вагона і рейок зменшуються на 37%, бокові сили взаємодії — на 80%, напруга в рейках, баласному шарі і на основній площадці земляного полотна знижується на 20-40%.

5. Експериментальні дослідження вантажних вагонів з візками моделі 18-781 показали переваги його по динамічних показниках перед серійним візком моделі 18-100. Коефіцієнти вертикальної динаміки нижче в 1,9...2,3 раза, бокові сили дії колеса і рейки нижче в 1,8 раза, що сприятливо позначається на колії.

6. Експлуатаційні випробування вантажних вагонів з візками моделі 18-781 підтвердили результати експериментальних випробувань. Спрацювання (зношення) гребенів у візків нового покоління в 1,3...1,4 раза менше, ніж у візках моделі 18-100, а спрацювання у п'ятникових вузлах менше в 3,5 раза.

7. У зв'язку з недостатньою надійністю дискових гасителів коливань розроблена конструкція нового взаємозамінного гасителя вертикальних коливань з поступальним переміщенням фрикційних блоків. У зв'язку з цим виникла необхідність у розв'язанні завдання з визначення контактної взаємодії блоків тертя нового фрикційного гасителя коливань. Вирішення цього завдання дозволило одержати уточнений розподіл нормативних тисків по поверхнях контакту.

8. Проведено розрахунки нового гасителя вертикальних коливань і контрольні динамічні випробування піввагона, обладнаного такими гасителями. В результаті було прийнято рішення про допуск нових гасителів до експлуатаційних випробувань.

9. Розроблено і запропоновано, за результатами всіх видів випробувань деталей і вузлів візків нового покоління (18-781), рекомендації щодо допрацювання конструкції, щоб забезпечити рівень експлуатаційної надійності, що вимагається.

Список опублікованих автором робіт в фахових виданнях,
у яких освітлені основні положення і результати дисертації:

1. Савчук О.М., Воронович В.П. Дослідження взаємодії колії та вантажних вагонів на візках моделі 18-781 // Міжвуз. зб. наук. пр. / ДІІТ. — Дніпропетровськ, 1998. — с. 66-68.
2. Воронович В.П. Рейдемейстер А.Г. Ходові якості вантажних вагонів на візках моделі 18-781 // Удосконалення конструкції та обслуговування рухомого складу: Міжвуз. зб. наук. пр. / ДІІТ. — Дніпропетровськ, 1997. — с. 19-24.
3. Савчук О.М., Воронович В.П., Рейдемейстер А.Г. Взаємодія вантажних вагонів на візках моделі 18-781 на колію. // Залізничний транспорт України. — 1999. — № 3 — с. 8-12.
4. Савчук О.М., Воронович В.П. Новый гаситель вертикальных колебаний для грузовой тележки // Міжвуз. зб. наук. пр. / ДІІТ, — Дніпропетровськ, 2001. — с. 95-99.
5. Савчук О.М., Воронович В.П. Совершенствование конструкции грузовой тележки мод. 18-781 // Міжвуз. зб. наук. пр. / ДІІТ, — Дніпропетровськ, 2000. — с. 3-7.
6. Пат. 26039. Україна, МКІ В 615/00. Візок вантажного вагона / Савчук О.М., Воронович В.П., Демін Ю.М. та ін. — надр. 26.02.99. Бюл. № 1 — 9 с.
7. Пат. 2090404 РФ, МКІ В 61F5/00. Візок вантажного вагона. / Демін Ю.В., Савчук О.М., Воронович В.П. та ін. — надр. 20.09.97. Бюл. 26 — 9с.

АНОТАЦІЯ

Воронович В.П. Візок нового покоління для вантажних вагонів.
Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 — рухомий склад залізниць і тяга поїздів. — Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту, Дніпропетровськ, 2001.

Дисертація присвячена питанням теоретичних і експериментальних досліджень динамічної взаємодії вантажних вагонів (на візках нового покоління) і колії — для оцінки ефективності нових візків, а також їх надійності в експлуатації.

Виконано математичне моделювання динаміки вантажних вагонів з уточненням параметрів моделі за результатами ходових динамічних випробувань. Визначено сили динамічної взаємодії вагонів і колії, напруження в рейках, шпалах, баластному шарі і земляному полотні. Зроблено порівняння динамі-

чних показників вагонів на візках моделі 18-781 і моделі 18-100, а також їх дії на колію.

Розроблено конструкцію і визначено технологію виготовлення оригінальних деталей і складальних вузлів візка нового покоління — моделі 18-781.

На підставі аналізу результатів експлуатаційних випробувань, а також випробувань на втомленість і міцність візків моделі 18-781 визначено причини відказів і розроблено заходи щодо підвищення їх надійності.

Надресорна балка штампозварної конструкції успішно витримала всі види випробувань на міцність, у тому числі і на міцність від втомленості.

Замість нестабільно працюючого дискового гасителя коливань (ДГК) на підставі теоретичних досліджень розроблено конструкцію і виготовлено дослідні візки із взаємозамінним з ДГК гасителем вертикальних коливань, який за результатами контрольних динамічних випробувань виявився більш надійним у роботі.

Випробування вантажних вагонів у дослідних маршрутних поїздах показали, що зношення гребенів колісних пар в 1,3-1,4 раза і зношення в п'ятникових вузлах в 3-5 раза менше на візках моделі 18-781, ніж у візках моделі 18-100.

Ключові слова: візки нового покоління, математичне моделювання, параметри, випробування, гаситель вертикальних коливань.

АННОТАЦИЯ

Воронович В.П. Тележка нового поколения для грузовых вагонов. — Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 — подвижной состав железных дорог и тяга поездов. — Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 2001.

Диссертация посвящена вопросам теоретических и экспериментальных исследований динамического взаимодействия грузовых вагонов (на тележках нового поколения) и пути — для оценки эффективности новых тележек, а также их надежности в эксплуатации.

Выполнено математическое моделирование динамики грузовых вагонов с уточнением параметров модели по результатам ходовых динамических испытаний. Определены силы динамического взаимодействия вагонов и пути, напряжения в рельсах, шпалах, балластном слое и земляном полотне. Сделано сравнение динамических показателей вагонов на тележках модели 18-781 и модели 18-100, а также их взаимодействия на путь.

Разработана конструкция и определена технология изготовления оригинальных деталей и сборочных узлов тележки нового поколения — модели 18-781.

В ней приняты следующие основные конструктивные решения:

- введено раздельное гашение колебаний с постоянной силой трения;
- снижена жесткость рессорного подвешивания в поперечном направлении за счет установки ножевых опор в местах опирания надрессорной балки.

Изменение схемы гашения колебаний позволило отказаться от нестабильно работающей клиновой системы типовой тележки модели 18-100. Кроме того, в новой тележке надрессорная балка получила возможность перемещаться относительно боковин в продольном направлении, а пружины, прижимающие башмаки в гасителе поперечных колебаний, создают дополнительное упругое сопротивление продольному и поперечному перемещениям, а также вливаю надрессорной балки относительно боковин.

Для уменьшения эксплуатационных расходов на содержание и ремонт тележек модели 18-781 в них сохранены основные детали тележки модели 18-100, кроме надрессорной балки, узлов сочленения ее с боковыми рамами, устройств гашения колебаний и упругих скользунов.

На основе анализа результатов эксплуатационных, усталостных и прочностных испытаний тележек модели 18-781 определены причины отказов и разработаны меры по повышению их надежности.

Надрессорная балка выполнена штамповарной с целью повышения точности изготовления и для возможности размещения подпружиненных башмаков, обеспечивающих упругое сочленение балки с боковыми рамами тележки.

Испытаниям новой конструкции надрессорной балки тележки модели 18-781, которая заменила традиционную для грузовых тележек литую балку, уделялось повышенное внимание. Прочностные испытания проводились на специальном стенде. Применялась типовая методика испытаний на эксплуатационные нагрузки по первому и третьему режимам, установленным нормами и правилами. При общей вертикальной нагрузке по первому режиму 950,5 кН (96,8 тс), которая определена как сумма статической нагрузки $P=420,5$ кН и составляющей от действия инерционных сил при ударе в авто сцепку вагона с усилием 3,5 мН, были измерены наибольшие напряжения в нижнем листе балки в местах его перегибов:

— на переходе от центрального горизонтального к наклонному участку величина напряжений составила 238 МПа;

— на переходе от наклонного к горизонтальному участку вблизи внут-

Днепропетровский
Институт инженерів
залізничного
транспорту
БІБЛІОТЕКА

6099a

режней ножевой опоры — 226 МПа.

Допускаемые напряжения по первому расчетному режиму составляют $[\sigma]_1 = 265$ МПа. По третьему эксплуатационному режиму наибольшие суммарные напряжения были измерены в тех же вышеуказанных сечениях и составили соответственно 163 МПа и 153 МПа при допускаемых $[\sigma]_3 = 180$ МПа.

Усталостные испытания надрессорных балок штамповарной конструкции проводились на гидропульсаторе ЦДМ-200 по стандартной методике. В первой серии испытаний были выявлены отдельные факторы, снижающие выносливость, — малое расстояние между усиливающими ребрами нижнего листа, некачественное выполнение сварных швов с подрезами металла. Во второй серии испытывались балки без указанных недостатков. Усталостные разрушения надрессорных балок происходили в месте перегиба нижнего листа возле внутренней ножевой опоры, что свидетельствует об отсутствии иных существенных концентраторов напряжений. Коэффициент запаса сопротивления усталости составил 1,62 (нормативное значение 1,4).

В процессе эксплуатационных испытаний никаких повреждений надрессорной балки по основной ее конструкции выявлено не было.

Надрессорная балка штамповарной конструкции успешно выдержала все виды прочностных испытаний, в том числе и на усталостную прочность.

Наибольшее количество отказов в процессе эксплуатационных испытаний приходилось на дисковые гасители колебаний.

Основной причиной отказов ДГК явилась недоработанная технология изготовления несамотормозящей винтовой пары с шестизаходной резьбой, что стало причиной микросхватываний и заклиниваний этой пары в процессе эксплуатации вагона.

Взамен нестабильно работающего дискового гасителя колебаний (ДГК) на основе теоретических исследований разработана конструкция и изготовлены опытные тележки с гасителем вертикальных колебаний, который по результатам контрольных динамических испытаний оказался более надежным в работе и взаимозаменяемым с ДГК.

Смена в тележках гасителей вертикальных колебаний может привести к существенному изменению динамических характеристик вагонов. Для проверки ходовых качеств полувагона на тележках модели 18-781 с измененными гасителями вертикальных колебаний (ГВК) были проведены контрольные ходовые динамические испытания. После обработки материалов выяснилось, что коэффициенты горизонтальной и вертикальной динамики у тележек с измененными ГВК примерно на 1/3 выше, чем у тележек с дисковыми гасителя-

ми колебаний. Вертикальные ускорения кузова на $1/5$ выше, а горизонтальные — на столько же ниже у вагона с измененными ГВК. Однако, ход вагона на тележках модели 18-781 с измененными ГВК оценивается как отличный по трем показателям и как хороший — по четвертому. Следовательно, замена дисковых гасителей колебаний на разработанные гасители новой конструкции несколько ухудшает показатели хода груженого вагона, но является вполне приемлемым вариантом, обеспечивающим стабильность работы гасителя.

Испытания грузовых вагонов в опытных маршрутных поездах показали, что износ гребней колесных пар в 1,3-1,4 раза и износ в пятниковых узлах в 3-5 раз меньше на тележках модели 18-781, чем у тележек модели 18-100.

Коэффициент устойчивости не меньше чем 2,1, что свидетельствует о нормальной устойчивости вагонов в рельсовой колее во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения. Устойчивость движения тележек модели 18-781 обеспечивается двумя факторами — пониженным уровнем поперечных рамных сил и наличием подпружиненных скользунов.

Ключевые слова: тележки нового поколения, математическое моделирование, параметры, испытания, гаситель вертикальных колебаний.

Annotation

V.P.Voronovich. New generation bogie for freight cars. - Manuscript.

Dissertation on competition for degree of candidate of technical sciences by speciality 05.22.07 rolling stock of railways and traction of trains. Dnipropetrovsk State technical university of railway transport, Dnipropetrovsk, 2001.

Dissertation is dedicated to questions of theoretical and experimental investigations of dynamic interaction of freight cars (on new generation bogies) and track, - for estimation of efficiency of new bogies, as well as their reliability during exploitation.

There has been fulfilled the mathematical simulation of dynamics of freight cars with more precise determination of parameters of model according to the results of running dynamic tests. There have been determined the forces of dynamic interaction of cars and track, stresses in rails, sleepers, ballast layer and subgrade. There have been compared the dynamic indices of cars on bogies of model 18-781 and 18-100, as well as their influence on the track.

There have been developed the design and the technology of manufacture of original parts and assembly units of new generation bogie of model 18-781.

НТБ
ДНУЗТ

On the grounds of analysis of results of exploitational, fatigue and strength tests of 18-781 model bogies there have been determined the causes of faults and elaborated the measures of increasing the reliability of these bogies.

Stamped-welded design bolster has successfully passed all types of strength tests, including fatigue strength test.

Instead of unstably operating disk snubber (DS), on the grounds of theoretical investigations there has been elaborated the design and have been manufactured the experimental bogies with vertical oscillations' snubber (interchangeable with DS), which was found more reliable in operation according to the results of control dynamic tests .

The tests of freight cars in experimental route trains have shown, that the wheelset flange wear is 1.3 - 1.4 times less and the centre plate unit wear is 3 - 5 times less on 18-781 model bogies, than those of bogies of 18-100 model.

Key words: mathematical simulation, parameters, tests, new generation bogies.

НТБ
ДНУЗТ

Воронович Віктор Петрович

Візок нового покоління для вагтажних вагонів

Автореферат
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Підписано до друку 22.05.2001р.

Формат 60 x 84 / 16.

Папір для множних апаратів.

Ум. друк. арк. 1. Обл. - вид. арк. 0,8.

Зам. № 454

Тираж 100 прим. Безкоштовно.

Дніпропетровський державний технічний університет
залізничного транспорту

Адреса університету та дільниці оперативної поліграфії
49010, Дніпропетровськ-10, вул. Академіка Лазаряна, 2.

Сканувала Щетініна Т.В.

НТБ
ДНУЗТ