

Міністерство освіти і науки України  
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

КЛИМЕНКО ІРИНА ВОЛОДИМИРІВНА

УДК 656.2.08: 629.4.02

РОЗВИТОК ТЕОРЕТИЧНИХ ОСНОВ І МЕТОДІВ ОЦІНКИ Й ПІДВИЩЕННЯ  
БЕЗПЕКИ РУХУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Спеціальність: 05.22.07 – рухомий склад залізниць і тяга поїздів

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Дніпропетровськ – 2015

Дисертація є рукописом.

Роботу виконано в Галузевій науково-дослідній лабораторії динаміки і міцності рухомого складу Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки України.

Наукові доктор технічних наук, професор

консультанти: **БЛОХІН Євгеній Петрович**,

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки України, науковий керівник ГНДЛ ДМРС, зав. кафедри будівельної механіки

доктор технічних наук, головний науковий співробітник

**ГОРОБЕЦЬ Володимир Леонідович**,

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки України, провідний науковий співробітник Галузевої науково-дослідної лабораторії динаміки і міцності рухомого складу

Офіційні доктор технічних наук, професор

опоненти:

**Кельріх Мусій Борисович**, Державний економіко-технологічний університет транспорту, завідувач кафедри вагонів і вагонного господарства, Київ.

доктор технічних наук, професор

**Маслієв В'ячеслав Георгійович**, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування, Харків.

доктор технічних наук, професор

**Фалендиш Анатолій Петрович**, Український державний університет залізничного транспорту, завідувач кафедри теплотехніки та теплових двигунів, Харків.

Захист відбудеться «15» жовтня 2015 р. об 11<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.820.02 у Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2, к. 314 (зала засідань).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки України за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.

Автореферат розісланий «11» вересня 2015 р.

Учений секретар спеціалізованої

вченої ради Д 08.820.02

д. т. н., професор

І. В. Жуковицький

Залізниці України є базовою галуззю економіки країни. На них доводиться 88 % вантажообігу (без трубопровідного транспорту) і 50 % пасажирообороту на відміну від країн ЄС, де залізниці складають близько 8%.

Найважливішими перевагами залізничного транспорту в сучасних умовах є його економічність, доступність і екологічна безпека. Це той вид транспорту, для якого характерно широке використання електроенергії для масових перевезень.

Найважливішою проблемою на залізничному транспорті є забезпечення безпеки руху рейкових екіпажів як на етапі проектування, так і в процесі їх експлуатації. При цьому попередження аварійних ситуацій на залізницях мають першорядне значення.

**Актуальність теми дисертації.** Перспективи розвитку залізничного транспорту пов'язані з удосконаленням технічних засобів транспорту, підвищенням вантажо- і пасажирообороту, активним інтегруванням у європейську транспортну мережу. При цьому проблеми забезпечення безпеки руху поїздів завжди актуальні. До найважливіших проблем, які являють серйозну загрозу функціонуванню залізниць, відносяться, наприклад, такі, як проблема сходу рухомого складу з рейок, підвищена інтенсивність зношування коліс і рейок, робота міжелементних зв'язків рухомого складу і т. ін.

Першорядне значення мають питання попереджень аварійних ситуацій на залізницях. Їх причинами є, насамперед, відхилення в стані рейкової колії й ходових частин рухомого складу від норм їх утримування. З іншого боку, мають місце обставини, пов'язані з недоліками конструкції ходових частин екіпажів, які безпосередньо не викликають схід, але є причинами розвитку динамічних процесів, які приводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію й можуть викликати його сход.

Крім цього, небезпека сходу, особливо при високих швидкостях руху, можуть викликати причини, не пов'язані з несправностями вагона, а такі, що є особливостями його конструкції. Так, наприклад, особливістю вагонів на візках моделі 18-100 є їхня низька критична швидкість із погляду стійкості руху, при перевищенні якої з'являються незатухаючі коливання колісних пар у межах рейкової колії, що приводить до появи додаткових сил взаємодії вагонів і колії. Оскільки зазначена критична швидкість, особливо для порожнього вагона, перебуває в межах робочого діапазону швидкостей, то в ряді випадків при цьому порушуються умови безпеки руху вагонів.

Численні теоретичні й експериментальні дослідження, статистичні дані про сходи рейкових екіпажів з рейок і їх аналіз свідчать про високу чутливість їхніх показників ходових якостей до технічного стану ходових частин рухомого складу і верхньої будови колії.

До теперішнього часу накопичений значний досвід розв'язку задач динаміки рухомого складу за допомогою математичного моделювання, що дає можливість уточнювати методи оцінки умов безпеки руху рейкових екіпажів.

У зв'язку з вищевикладеним, проблеми, пов'язані з вивченням і підвищенням безпеки рухомого складу, а також удосконалюванням відповідних методів до їхньої оцінки, є актуальними. В роботі приділяється увага таким важливим, поруч з іншими, питанням безпеки, як безпека сходу колісної пари з рейки і роботі міжелементних зв'язків рухомого складу залізниць.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася в Галузевій науково-дослідній лабораторії динаміки й міцності рухомого складу Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту (ДНУЗТ) імені академіка В. Лазаряна в період з 1995 року відповідно до планів науково-дослідних робіт університету по таких темах:

– «Дополнительные комплексные динамические (ходовые и прочностные) и по воздействию на путь при рекуперативном торможении испытания грузового магистрального электровоза ДЭ1-002», № ГР 0198U005785, 1998 г.;

– «Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения», № ГР 0196U023134, 1998 г. (автор є виконувачем звіту);

– «Разработка мероприятий по уменьшению сходов порожних вагонов (цистерн, хопперов, полувагонов). Экспериментальные и теоретические исследования». № ГР 0197U019255, 1999 г. (автор є виконувачем звіту);

– «Определение причин схода грузовых вагонов в поездах и разработка рекомендаций по их устранению и схемам формирования поездов», № ГР 0199U000050, 2000 г. (автор є виконувачем звіту);

– «Розробка Технічного завдання та ескізного проекту стенда для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова і методики оцінки цього моменту», № ГР 0109U002988; 2009 г. (автор є виконувачем звіту);

– «Розробка інноваційних конструкцій вантажних вагонів для перспективних умов експлуатації з урахуванням новітніх матеріалів та застосування сучасних технологій зварювання зі зниженням енерговитрат», № ДР 0114U002548; 2013 (автор є виконувачем звіту).

#### **Мета і задачі дослідження.**

Метою роботи є підвищення безпеки руху рейкових екіпажів шляхом удосконалювання їх конструкції, а також застосування сучасних підходів до оцінки їх динамічних якостей.

У роботі поставлені й вирішені наступні наукові задачі:

- провести аналіз причин сходу рухомого складу на залізницях;
- досліджувати вплив стану елементів ходових частин рейкового рухомого складу на можливість його сходу з рейок;
- удосконалити теоретичні основи критерія безпеки від сходу колеса з рейок;

- встановити зв'язок між силовими факторами, що діють на колісну пару в процесі її укочування на рейку, і висотою прикладання горизонтальної поперечної (рамної) сили;

- удосконалити критерій безпеки від сходу колеса з рейки з урахуванням кута нахилу поверхні кочення до горизонталі колеса, що не набігає, і горизонтальної поперечної відстані між миттєвим центром швидкостей і вертикаллю, яка проходить через точку контакту колеса, що не набігає.

- з використанням удосконаленого критерію безпеки провести детальний аналіз окремої ситуації, коли критерій безпеки від сходу колеса з рейок не виконується, а сходу не відбувається;

- встановити зв'язок між силою, що скочує колесо з рейки, і силою, що перешкоджає цьому скочуванню;

- дати оцінку впливу надлишкових зв'язків на ефективність роботи досліджуваного механізму в процесі експлуатації;

- провести порівняльну оцінку характеристик моделей екіпажів, що перебувають в експлуатації, з наявністю й без надлишкових зв'язків;

- розробити рекомендації з удосконалення міжелементних зв'язків рейкових екіпажів з метою підвищення надійності роботи в процесі експлуатації;

- удосконалити методику оцінки моменту сил опору повороту візка відносно кузова в плані за допомогою запропонованого в роботі випробувального стенда для визначення сили тертя і моменту сили опору повороту візка відносно кузова в плані.

*Об'єкт дослідження:* процеси взаємодії колеса і рейки, а також міжелементних зв'язків рейкового рухомого складу.

*Предмет дослідження:* показники безпеки елементів механічної частини рухомого складу магістральних залізниць.

**У роботі використані такі методи:**

- вищої математики й аналітичної механіки для вдосконалення математичної моделі критерію безпеки від сходу колеса з рейок для більш точної оцінки умов безпеки;

- теоретичної й прикладної механіки для оцінки роботи міжелементних зв'язків складних механізмів з метою забезпечення безпеки їх експлуатації;

- об'єктно-орієнтоване програмування при теоретичних дослідженнях моделей рухомого складу з метою поліпшення його динамічних якостей і забезпечення надійної роботи залізничного транспортного засобу в процесі експлуатації;

- теорії ймовірностей і математичної статистики при обробці результатів натурних випробувань;

- експериментальних досліджень, методи теорії машин і механізмів для визначення числа надлишкових зв'язків у механізмах з метою можливості їх усунення, що дозволяє поліпшити роботу міжелементних зв'язків рейкових екіпажів і підвищити безпеку їхньої експлуатації.

**Наукова новизна одержаних результатів.**

У роботі виконано наукове обґрунтування комплексу питань, що впливають на підвищення безпеки від сходу рухомого складу залізниць із рейок.

Вперше:

– розроблено математичну модель сходу колеса з рейки як єдиного процесу взаємодії колеса і рейки в залежності від значення відношення горизонтальної поперечної і вертикальної сил, яка дозволяє розвинути фундаментальні положення теорії стійкості колеса проти сходу з рейки;

– одержано аналітичне співвідношення для умови безпеки від сходу колеса з рейки, яке на відміну від існуючих залежить від висоти точки прикладання рамної сили та уклону поверхні кочення колеса, що не набігає;

– створено концепцію оцінки коефіцієнту запасу стійкості від сходу колеса з рейки як відношення проєкцій на утворюючу сил, що сприяють ковзанню гребеня колеса вниз відносно головки рейки, до величини сил, що перешкоджають цьому руху, яка на відміну від відношення діючих на колесо вертикальної і горизонтальної поперечної сил більш точно оцінює стійкість від сходу колеса з рейки;

– розроблено метод графоаналітичного моделювання ситуації сходу колеса з рейок, який дозволяє ідентифікувати ситуації, коли критерій безпеки від сходу колеса з рейки не виконується, але це не супроводжується сходом, що використовується для прийняття остаточних рішень щодо допуску рухомого складу до експлуатації.

Удосконалено:

– математичну модель для дослідження динамічних якостей рейкових екіпажів в частині взаємодії колеса й рейки з урахуванням одержаного в роботі коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки, яка дозволяє більш коректно оцінювати умови безпеки від сходу колеса з рейки;

– метод оцінки моменту сил опору повороту візка відносно кузова вантажного вагона в плані за допомогою запропонованих у роботі конструкцій стендів, що дозволяє контролювати і регулювати його величину при виготовленні та експлуатації модернізованих вагонів, а також визначати найбільшу величину моменту сил опору повороту візка відносно кузова в плані, небезпечну з точки зору сходу колеса з рейки при проходженні кривих ділянок колії.

Одержав подальший розвиток:

– метод кінематичного аналізу елементів екіпажної частини, що дозволяє на стадії проектування або модернізації одиниць рухомого складу або їх елементів поліпшити динамічні якості рейкових екіпажів та зменшити негативні явища в процесі їх експлуатації, зв'язані зі статичною невизначеністю конструкції і підвищити безпеку їх руху.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропонований в роботі метод графоаналітичного представлення критерія Надаля вперше дозволив науково обґрунтувати ситуацію, коли зазначений критерій не виконується, а сходу колеса з рейки не відбувається.

Аналіз виразів критеріїв безпеки від сходу колеса з рейок, у яких використовується бічна або напрямна сила в положенні граничної рівноваги системи, а також аналіз виразів для коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок при використанні зазначених критеріїв дозволяють замість двох виразів критеріїв безпеки, що приводяться в нормативній літературі, на вибір використовувати один з них, залежно від конструкції екіпажної частини рухомого складу.

Запропоновані в роботі стенди для визначення сил тертя в ковзунах вантажних вагонів і моментів сил опору повороту візка відносно кузова в плані дають можливість контролювати й регулювати зазначену величину при виготовленні та експлуатації вантажних вагонів. Це дозволяє визначати реальні значення моменту сил опору, поліпшувати їх динамічні якості і підвищувати швидкість руху вантажних поїздів.

Аналіз структурних і кінематичних схем окремих вузлів або з'єднань елементів рухомого складу дає можливість науково обґрунтувати рекомендації з усунення надлишкових зв'язків в їх конструкціях, що в процесі експлуатації впливає на роботу як окремих вузлів рухомого складу, так і на весь екіпаж у цілому, а саме, дозволяє зменшити надлишкове навантаження в процесі експлуатації, зношування деталей, усунути їхнє заклинювання, тобто забезпечить безпеку руху на залізницях.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення й результати, наведені в роботі, одержані автором самостійно. Роботи [5, 27-29] опубліковані без співавторів. У роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належить наступне: розрахунки динамічних показників рейкових екіпажів з урахуванням їх конструктивних особливостей [3, 6, 25, 31]; виконання розрахунків по дослідженню стійкості руху вагонів [2]; проведення розрахунків по визначенню значень жорсткості зв'язки похилої тяги з кузовом електровоза й вибору їх раціональних значень [4]; аналіз структурної схеми гальмової важільної передачі [7], зв'язків візка з кузовом [8], конструкції підвішування тягового привода класу II [10, 21]; проведення розрахунків і аналіз результатів про вплив поверхні кочення колеса на стійкість його руху [11, 13]; наукове обґрунтування усунення надлишкових зв'язків у проєктованих механізмах [9, 12, 14, 15, 18, 23, 32]; проведення розрахунків і аналіз результатів по оцінці ступеня безпеки від сходу колісної пари з рейок [1, 19, 20, 22, 24], аналіз впливу при оцінці якості рухомого складу ролі натурних випробувань [16, 17].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації доповідалися й обговорювалися на наступних конференціях:

– Міжнародна конференція «Проблеми механіки залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 1996 р.);

– Міжнародна конференція «Математика. Комп'ютер. Образование» (Москва-Дубна, 1996 р., 1997 р., 2000 р.; Москва-Пушино, 1998 р.);

- Міжнародна конференція «Динаміка, надійність і безпека рухомого складу» (Дніпропетровськ, 2000);
- Міжнародна науково-практична конференція «Динаміка наукових досліджень» (Дніпропетровськ, 2003);
- 11 Міжнародна конференція «Проблеми динаміки й міцності рухомого складу» (Дніпропетровськ, 2004);
- 65 Міжнародна наукова конференція «Проблеми динаміки рухомого складу» (Дніпропетровськ, 2005);
- 66 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми й перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2006);
- 67 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми й перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2007);
- 12 Міжнародна конференція «Проблеми динаміки й міцності рухомого складу» (Дніпропетровськ, 2008);
- 70 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми й перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2010);
- Міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку інформаційних та транспортно-митних технологій у митній справі, зовнішньоекономічній діяльності та управлінні організаціями» (Дніпропетровськ, 2011);
- 71 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми й перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2011);
- 13 Міжнародна конференція «Проблеми динаміки й міцності рухомого складу» (Дніпропетровськ, 2012);
- Всеросійська науково-технічна конференція з міжнародною участю «Експлуатаційна надійність локомотивного парку й підвищення ефективності тяги поїздів» (Омськ, 2012);
- 73 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми й перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2013).

У повному обсязі матеріали дисертації доповідалися на міських семінарах, проведених кафедрою будівельної механіки ДІТ'у (23.01.2014 р., 29.04.2014 р., 04.06.2015 р.). В цих семінарах приймали участь кафедри будівельної механіки, вагонів, комп'ютерних і інформаційних технологій, локомотивів, прикладної математики, теоретичної механіки, тунелів, основ і фундаментів, члени спеціалізованої вченої ради Д 08.820.02 при Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, а також представники Інституту технічної механіки НАНУ и НКАУ, Інституту транспортних систем та технологій НАН України (Трансмаг).

**Публікації.** По темі дисертації автором опубліковано 80 наукових праць. Серед них 33 основних у наукових фахових виданнях, затверджених МОН України (1 монографія, 29 статей у наукових спеціалізованих виданнях, з них 4 – у виданнях іноземних держав і 3 у виданнях України, які включені в міжнародну наукометричну базу; 3 патенти на винахід), а також 47 робіт додаткового списку



(30 тез наукових доповідей на конференціях, 1 наукова стаття, 16 патентів України).

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, 7 розділів, висновку і містить 224 сторінки друкованого тексту, 70 ілюстрацій, 10 таблиць, списку використаних джерел, який включає 367 найменувань і 5 сторінок додатку.

**Вступ** містить обґрунтування актуальності теми дисертації й необхідності розв'язку питань, пов'язаних із запобіганням причин сходів і забезпеченням надійної роботи залізничних екіпажів у процесі їх експлуатації, визначає мету та задачі досліджень. Розкрита наукова новизна одержаних у роботі результатів, а також їх практичне значення. Наведено дані про апробацію й публікації результатів дисертації.

Фундаментальні дослідження в області динаміки рухомого складу пов'язані з іменами таких видатних учених-механіків, як Н. П. Петров, Н. Е. Жуковський, С. П. Тимошенко. Створенню основ теорії коливань, стійкості руху рейкових екіпажів, динаміки й міцності елементів конструкцій залізничних екіпажів, а також надійної його експлуатації присвячені роботи П. С. Анісімова, Ю. П., Є.П. Блохіна, Бороненка, В. М. Богданова Г. І. Богомаза, М. Ф. Веріго, С. В. Вершинського, В. Л. Горобця, А. Л. Голубенка, Л. О. Грачової, В. Д. Дановича, Ю. В. Дьоміна, Івницького, Калкера, Картера, Кіка, О. Я. Когана, М. Л. Коротенка, М. Н. Кудрявцева, О. А. Львова, В. А. Лазаряна, Л. А. Манашкіна, М. Надала, де Патера, М. О. Радченка, С. Ф. Редька, Ю. С. Ромена, О. М. Савчука, М. М. Соколова, В. Ф. Ушкалова, В. М. Філіппова, О. О. Хохлова, В. Д. Хусідова, Ю. М. Черкашина і багато інших провідних вчених в області механіки залізничних транспортних засобів.

Проблема сходів є частиною проблеми безпеки руху. Над її вивченням і розв'язком працювали й продовжують працювати не тільки окремі вчені, тале й цілі організації (ВНДІЗТ, ДІТ, МІТ та ін.).

**У першому розділі** дисертації проведено аналіз стану ходових частин рухомого складу, їх вплив на безпеку руху, існуючих підходів до оцінки безпеки від сходу колеса з рейки й питань, пов'язаних з удосконалюванням механізмів. Розглянуто сучасні тенденції розвитку конструкцій візків тягового рухомого складу.

Відзначено, що поряд з відхиленнями в стані рейкової колії й ходових частин рухомого складу від норм їх утримання причинами сходів рухомого складу з колії є також обставини, пов'язані з недоліками конструкцій ходових частин екіпажів або його особливостями. Особистої участі в ході сходу вони не приймають, але динамічні процеси, які приводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію, викликають його схід.

**У другому розділі** приводиться подальший розвиток теорії безпеки від сходу колеса з рейок.

Аналіз існуючих підходів до оцінки безпеки від сходу колеса з рейок показав їхню багаторічну історію. Більше ста років тому Надалем був запропонований спосіб визначення співвідношення діючих на колесо сил, при

якому запобігає його схід від вкочування на рейку. У подальші роки питання про взаємодію сил між рейкою та колесом, що набігає на нього, дотепер не давав спокою інженерам і дослідникам, і трактується різними авторами по-різному.

Початковим положенням колеса в задачі Надаля вважається таке, при якому його поверхня кочення піднялася над головкою рейки, і колесо контактує з рейкою тільки в точці, розташованій на утворюючій конічній частині гребеня. Прийнято, що безпека від сходу буде забезпечена, якщо співвідношення прикладених до колеса сил – горизонтальної поперечної  $Y$  і вертикальної  $Q$  (при дії граничної сили сухого тертя  $T=\mu N$ ) буде таким, що гребінь відносно рейки буде сковзати вниз (рис. 1), при цьому  $Y/Q < (\operatorname{tg}\beta - \mu)/(1 + \mu \operatorname{tg}\beta) = \lambda_1$ , де  $\beta$  – кут нахилу утворюючої до горизонту;  $\mu$  – коефіцієнт тертя. Рівність  $Y/Q = \lambda_1$  відповідає стану граничної рівноваги розглянутої системи на границі безпеки.

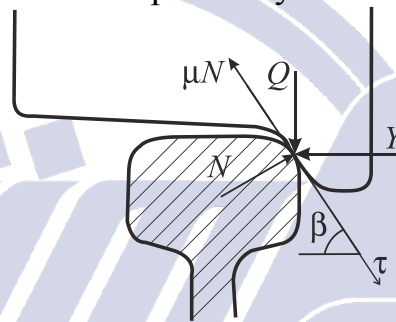


Рисунок 1 – Сили, що діють у точці контакту при ковзанні гребеня вниз відносно головки рейки

Становить інтерес визначення області значень  $Y/Q$ , при яких має місце ковзання гребеня вгору відносно головки рейки (вкочування колеса), тобто  $Y/Q > (\operatorname{tg}\beta + \mu)/(1 - \mu \cdot \operatorname{tg}\beta) = \lambda_2$ . При цьому рівнодіюча проекцій сил  $Q$  і  $Y$  на напрямок утворюючої гребеня, а відповідно й сила тертя, змінюють свої напрямки. У цьому випадку рівність  $Y/Q = \lambda_2$  приводить до другої умови граничної рівноваги на границі сходу.

Між зоною безпеки й зоною сходу знаходиться зона рівноваги (застою), у якій максимальне значення сили тертя перевищує величину суми проекцій активних сил на утворюючу.

У дисертації пропонується спільний розгляд і умови безпеки, і умови сходу як єдиного процесу взаємодії колеса й рейки залежно від значення відношення сил  $Y/Q$ . У цьому випадку можна виділити п'ять станів системи «колесо – рейка»: 1) при  $Y/Q < \lambda_1$  – зона безпеки від сходу; 2) при  $Y/Q = \lambda_1$  – перший стан граничної рівноваги – на границі із зоною безпеки; 3) при  $\lambda_1 < Y/Q < \lambda_2$  – зона рівноваги (застою); 4) при  $Y/Q = \lambda_2$  – другий стан граничної рівноваги – на границі із зоною сходу; 5) при  $Y/Q > \lambda_2$  – зона небезпеки сходу.

Так, наприклад, для вагона порожнього при  $Q = \operatorname{const} = 20$  кН, змінюванні сили  $Y$  від нуля до 100 кН, куті нахилу утворюючої гребеня до горизонту  $\beta = 60^\circ$  і коефіцієнті тертя  $\mu = 0,25$  маємо  $\lambda_1 = 1,03$ ,  $\lambda_2 = 3,5$ . Тоді  $YI = 20,6$  кН,  $YII = 70$  кН. У

цьому випадку зона безпеки від сходу відповідає значенням  $Y < 20,6$  кН, зона рівноваги – при  $20,6 < Y < 70$  кН, зона небезпеки сходу – при  $Y > 70$  кН. На рис. 2 наведені графіки змінювання  $q_\tau = Q \sin \beta - Y \cos \beta$  суми проєкцій сил  $Q$  і  $Y$  на утворюючу гребеня (лінія 1) і граничних значень сил тертя  $T = \mu \cdot N$  (лінія 2, яка відповідає зворотним значенням сили). У цих зонах безпеки й небезпеки сходу величини діючої сили  $q_\tau$  більше по абсолютній величині граничного значення сили тертя й має місце ковзання гребеня вниз. У зоні рівноваги граничне значення сили тертя більше діючої сили  $q_\tau$ , тому реалізується її значення.

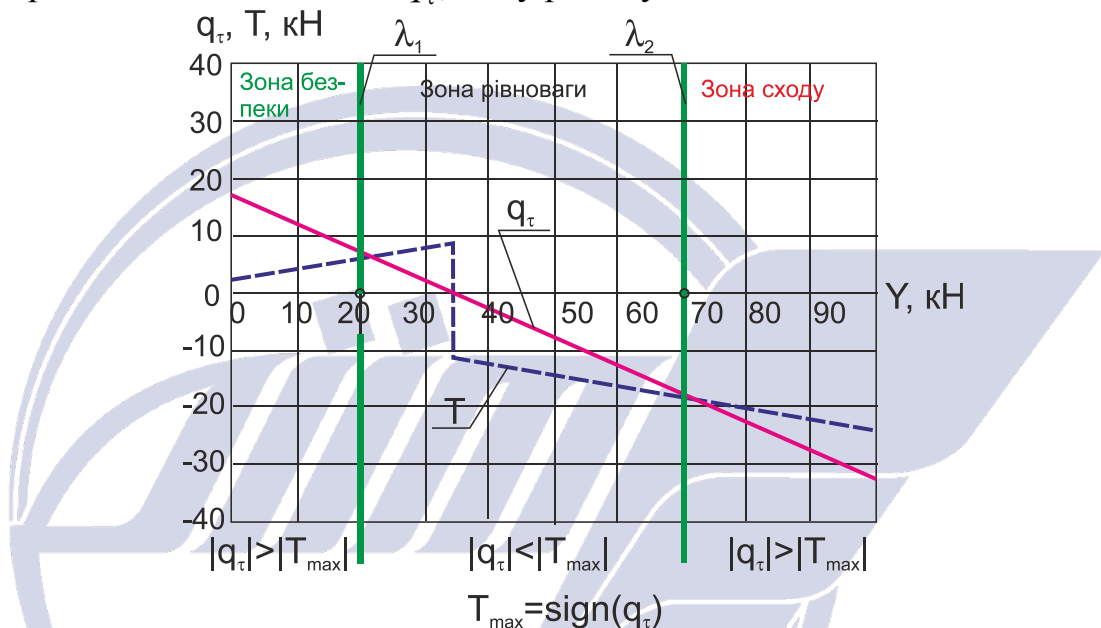


Рисунок 2 – Графік змінювання суми проєкцій вертикальної й горизонтальної сил на утворюючу гребеня

При одночасному розгляді й зон безпеки, і зон небезпеки сходу більш наочно видна двояка роль тертя. У зоні безпеки сила тертя перешкоджає ковзанню гребеня вниз і відіграє негативну роль. Тому зменшення коефіцієнта тертя в цьому режимі корисно. У режимі небезпеки сходу тертя перешкоджає вкочуванню гребеня колеса на рейку, тому відіграє позитивну роль. Зменшення коефіцієнта тертя при цьому шкідливо.

Оскільки в дійсності відбувається не схід окремо взятого колеса, а колісної пари в цілому, то для уточнення розв'язку необхідно розглянути умови безпеки від сходу колісної пари, розглядаючи її цілком як тверде тіло з урахуванням накладених зв'язків. При цьому розглядаються можливі рухи колісної пари при ковзанні у вертикальній поперечній площині гребеня колеса, що набігає, відносно рейки, для чого використовувалися деякі положення аналітичної механіки.

У роботі за допомогою принципу можливих переміщень одержано умову безпеки від сходу колісної пари з рейок у тому випадку, коли вона розглядається як одне тверде тіло з урахуванням сил, прикладених до неї з боку рами візка (рис. 3) і з урахуванням висоти прикладення до колісної пари рамної сили. Ця умова безпеки має вигляд

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \cdot \frac{F_2}{F_1} - k_3 \cdot \frac{\sum P_i}{F_1}, \quad (1)$$

де коефіцієнти  $k_i$  ( $i=1,2,3$ ) залежать від кута  $\gamma$  нахилу поверхні кочення колеса, що не набігає, до горизонту, від горизонтальної поперечної відстані  $\Delta$  між миттєвим центром швидкостей і вертикаллю, що проходить через точку контакту колеса, що не набігає, і рейки та від висоти  $h$  прикладення до колісної пари рамної сили і має вигляд

$$k_1 = \frac{\lambda_1 + \frac{\Delta}{\ell} (\operatorname{tg}\beta - \lambda_1)}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( \operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta} \operatorname{tg}\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)}, \quad (2)$$

$$k_2 = \frac{\frac{\mu}{k_\gamma} \operatorname{ctg}\beta \left( 1 - \frac{\Delta}{\ell} \right)}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( \operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta} \operatorname{tg}\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)}, \quad (3)$$

$$k_3 = \frac{\frac{\Delta}{\ell}}{1 - \frac{h}{\ell} \left( \lambda_1 + \frac{\mu}{k_\gamma} \right) - \frac{\Delta}{\ell} \left( \operatorname{tg}\beta + \frac{\mu}{k_\beta} \operatorname{tg}\beta \frac{h}{\ell} - \frac{\mu}{k_\gamma} \cdot \frac{h}{\ell} \right)}, \quad (4)$$

$$\lambda_1 = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta}, \quad \Delta = \ell \frac{\cos\beta \cdot \sin\gamma}{\sin(\beta + \gamma)}, \quad (5)$$

$$k_\beta = \sin\beta \cdot (\cos\beta + \mu \cdot \sin\beta) \quad k_\gamma = \cos\gamma - \mu \cdot \sin\gamma. \quad (6)$$

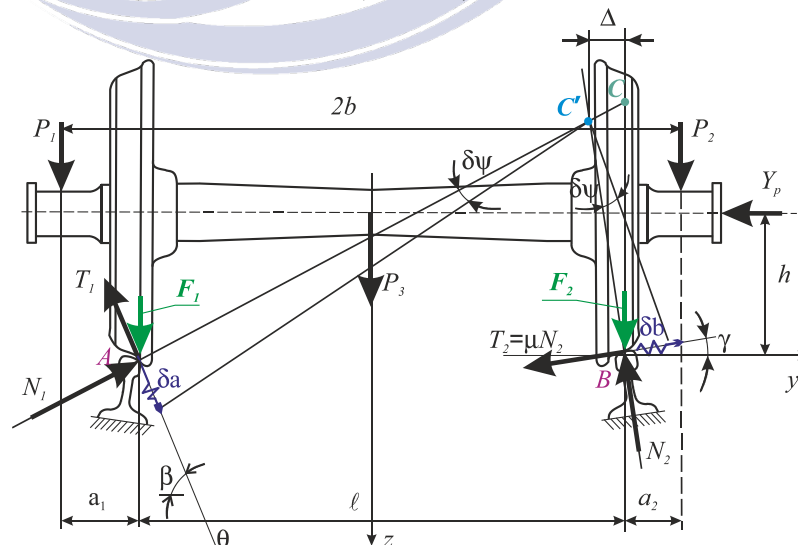


Рисунок 3 – Схема колісної пари й розглянуті навантаження

Зроблена в роботі оцінка впливу величини  $\Delta$ , що враховує уклон поверхні кочення колеса, що не набігає, на точність результату показала, що найбільша похибка склала 6,2 %, Тому уклоном поверхні кочення колеса, що не набігає, можна знехтувати, поклавши  $\Delta = 0$ , і розглядати можливе переміщення колісної пари як поворот відносно точки  $C$ , яка лежить на вертикалі, що проходить через точку контакту цього колеса с рейкою. Умова безпеки від сходу колісної пари з рейок приймає вигляд

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \frac{F_2}{F_1}, \quad (7)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  – рівнодіючі вертикальних активних сил, прикладені до коліс по вертикальних лініях, що проходять через точки  $A$  і  $B$  відповідно (див. рис. 3);  $k_i$  ( $i=1, 2$ ) – коефіцієнти, що залежать від висоти прикладення до колісної пари рамної сили, які мають вигляд

$$k_1 = \frac{\lambda_1}{1 - \frac{h}{\ell} \cdot (\lambda_1 + \mu)}, \quad k_2 = \frac{\mu \cdot \text{ctg} \beta}{1 - \frac{h}{\ell} \cdot (\lambda_1 + \mu)},$$

$\lambda_1$  – коефіцієнт Надаля:

$$\lambda_1 = \frac{\text{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \beta}. \quad (8)$$

Умови сходу колісної пари з рейок суттєво залежать від висоти  $h$  прикладення до колісної пари рамної сили. Для ілюстрації залежності умови сходу колісної пари з рейок від висоти прикладення до неї рамної сили в табл. 1 наведені значення коефіцієнтів  $k_1$  і  $k_2$  при різних значеннях  $h$  ( $h=r$ ,  $h=r/2$ ,  $h=0$ ) для вагонів ( $r=0,475$  м,  $\beta=60^\circ$ ), електровозів ( $r=0,625$  м,  $\beta=70^\circ$ ) і тепловозів ( $r=0,525$  м,  $\beta=70^\circ$ ),  $\mu=0,25$ ,  $\ell=1,58$  м.

Таблиця 1

**Значення коефіцієнтів в умові безпеки залежно від різної висоти прикладення рамної сили**

№ п/п	$h$	Вагон		Електровоз		Тепловоз	
		$k_1$	$k_2$	$k_1$	$k_2$	$k_1$	$k_2$
1	$h=r$	1,705	0,235	4,858	0,288	3,577	0,214
2	$h=0,5r$	1,399	0,179	2,267	0,138	2,089	0,128
3	$h=0$	1,033	0,144	1,479	0,091	1,479	0,091

З табл. 1 видно, що найменші значення коефіцієнтів  $k_1$  і  $k_2$  в усіх випадках, а відповідно й найбільш несприятливе значення умови безпеки від сходу мають при  $h=0$ . При цьому значення коефіцієнта  $k_1$  відповідає його значенню у формулі Надаля.

Залежність умови безпеки від висоти точки прикладення рамної сили пов'язана із двоїтим характером дії рамної сили в процесі ковзання гребеня колеса, що набігає, відносно рейки. Для того щоб це показати, скористаємося відомим прийомом приведення довільної плоскої системи сил, прикладених до колісної пари, до системи збіжних сил у схемі Надаля. При цьому здійснюється паралельний перенос рамної сили на рівень точки контакту колеса, що набігає, з рейкою. Сили  $Y_p \frac{h}{\ell}$ , що становлять приєднану пару, додаються до активних сил, що діють на колісну пару. Таким чином, у точках контакту діють приведені сили: у точці А: по вертикалі  $F_{1np} = F_1 + Y_p \frac{h}{\ell}$ ; по горизонталі  $Y_{np} = Y_p + \mu' \left( F_2 - Y_p \frac{h}{\ell} \right)$ ; у точці В: по вертикалі  $F_{2np} = F_2 - Y_p \frac{h}{\ell}$ .

Сума проекцій зазначених сил на напрямок ковзання має вигляд:

$$\begin{aligned} \sum \eta &= F_{1np} \sin \beta - Y_{np} \cos \beta = \\ &= F_1 \sin \beta + Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta - Y_p \cos \beta - \mu \left( F_2 - Y_p \frac{h}{\ell} \right) \cos \beta \end{aligned} \quad (9)$$

В одержаний вираз в число активних сил входить сила  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta$ , яка викликає ковзання вниз, і сила  $(-Y_p \cos \beta)$ , яка сприяє сходу колісної пари з рейок. Характерним є значення  $h = \ell \cdot \text{ctg} \beta$ . При цьому  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta = Y_p \frac{\ell \text{ctg} \beta}{\ell} \sin \beta = Y_p \cos \beta$  і момент сили  $Y_p$  як активної сили дії не робить.

При  $h > \ell \cdot \text{ctg} \beta$  сума  $Y_p \frac{h}{\ell} \sin \beta - Y_p \cos \beta > 0$ , тобто рамна сила викликає ковзання гребеня вниз, і при будь-якому її значенні сходу не відбудеться.

Аналіз одержаних результатів показує, що мають місце різні постановки завдання:

а) в задачі Надаля шукається безпечне співвідношення сил, що діють у точці контакту гребеня колеса, що набігає, і рейки;

б) коли розглядається задача з безпеки від сходу, то розглядається система сил, що діють з боку рами візка на колісну пару.

У першому випадку мають місце «приведені» сили, а в другому випадку – рівнодіючі вертикальних активних сил, прикладені до коліс по вертикальних лініях, що проходять через точки А і В відповідно (див. рис. 3), і рамна сила  $Y_p$ .

Урахування особливостей дії рамної сили в процесі сходу показує, що збільшення висоти  $h$  сприятливе з погляду безпеки від сходу.

Крім аналітичних виразів становить інтерес розглянути графічні уявлення, пов'язані зі згаданим вище критерієм. Для цього в дисертації пропонується в

прямокутній системі координат  $YOQ$  відкласти від вертикальної осі за годинниковою стрілкою кути, рівні відповідно  $(\beta - \varphi)$  (лінія  $OA$  (рис. 4) – стан граничної рівноваги перед ковзанням колеса вниз (сила тертя спрямована нагору);  $(\beta + \varphi)$  (лінія  $OC$  – другий стан граничної рівноваги перед рухом колеса нагору щодо головки рейки (сила тертя спрямована вниз).

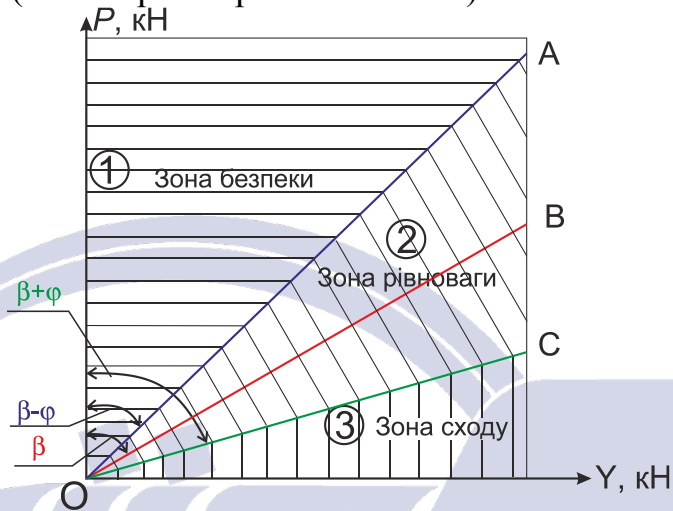


Рисунок 4 – Зони безпеки від сходу, рівноваги й сходу колеса з рейки в площині  $YOQ$

Точки, розташовані між лініями  $OA$  і  $OC$  відповідають зоні рівноваги (застою). У цій зоні сума проєкцій діючих на колеса активних сил на утворюючу менше максимальної величини відповідних сил тертя. Ширина зони застою, природно, залежить від величини коефіцієнта тертя, а при відсутності тертя ( $\mu = 0$ ) перетворюється в лінію. При цьому зона сходу безпосередньо примикає до зони безпеки.

На рис. 5 для вантажних і пасажирських вагонів наведені розташовані між відповідними променями зони безпеки  $OQ - OA$ , зона рівноваги (застою)  $OA - OC$ , зона сходу  $OC - OY$ , а також області допустимих значень параметрів: для європейських норм –  $OQ - OE$ ; для вантажних вагонів по нормах –  $OQ - OG$ , для пасажирських вагонів –  $OQ - OP$ . Коефіцієнт тертя прийнятий рівним  $\mu=0,25$ .

Порівняння одержаних областей показує, що вони досить близькі для європейських норм і норм СНД. При цьому для європейських норм область допустимих значень  $Y/Q$  трохи ширше, чим для норм СНД.

При практичних розрахунках зазвичай, як тільки з'ясується, що умова безпеки не виконується, переходять до використання критерію, пов'язаного з визначенням часу уключування гребеня колеса на головку рейки, не враховуючи наявності зони застою.

Запропоноване в роботі графічне уявлення дозволяє наочно визначити, яке співвідношення між горизонтальною поперечною та вертикальною силами відповідає різним умовам взаємодії колеса і рейки в задачі про схід колеса з рейки

при вихідних передумовах задачі Надаля. Так, у дослідних поїздах на Придніпровській залізниці з порожніми вантажними вагонами, напіввагонами, хоперами і цистернами був зафіксований ряд результатів, в яких коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок значно нижче, чим його допустиме значення  $[K_y]=1,3$ . Найменше значення коефіцієнта запасу стійкості було зафіксовано для цистерни і склало  $K_y = 0,5$ . Однак сходу вагонів з рейок при цьому не спостерігалось. Пояснити це можна в такий спосіб. При коефіцієнті запасу стійкості 0,5 відношення горизонтальної поперечної сили  $Y$  до вертикальної  $Q$  дорівнює  $Y/Q = 1,03/0,5 = 2,06$ .

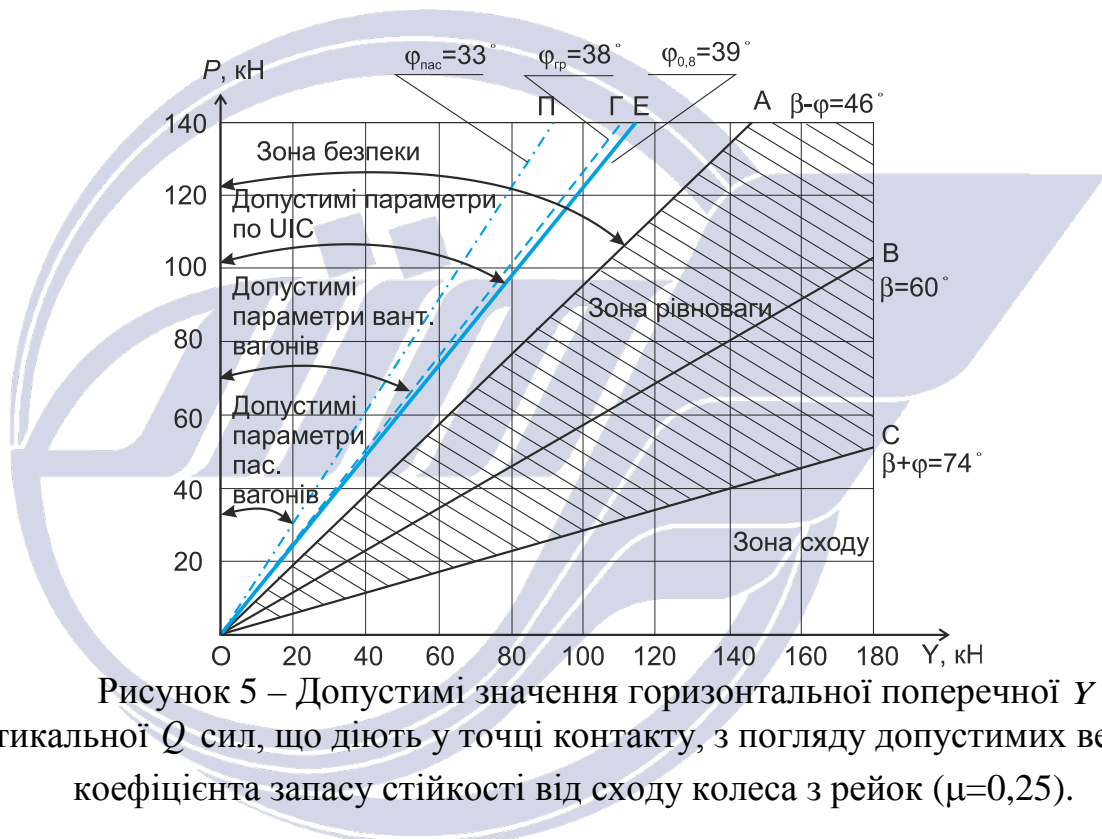


Рисунок 5 – Допустимі значення горизонтальної поперечної  $Y$  та вертикальної  $Q$  сил, що діють у точці контакту, з погляду допустимих величин коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок ( $\mu=0,25$ ).

Якщо скористатися діаграмою (див. рис. 5), то луч із початку координат, на якому будуть перебувати точки із зазначеним відношенням  $Y/Q$ , буде становити з вертикальною віссю кут  $\varphi = \arctg(2,06) = 64^\circ$ . Якщо відкласти цей кут на діаграмі, то проведений луч під цим кутом до вертикалі буде перебувати в зоні рівноваги, а не в зоні сходу (рис. 6). Цим і пояснюється той факт, що сход у цьому випадку не відбувся.

Для оцінки ступеня безпеки колісних пар проти сходу з рейок використовується коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходу з рейок. Застосовуваний вираз цього коефіцієнта, в основному, опирається на постановку і розв'язок відповідної задачі, розглянутої Надалем, і в «Нормах расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями» визначається за формулою:



$$K_y = \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda_1 \frac{Q}{Y} \quad (12)$$

Коефіцієнт  $K_y$  характеризує ступінь надійності, або інтенсивність ковзання вниз гребеня колеса, що піднялося по головці рейки.

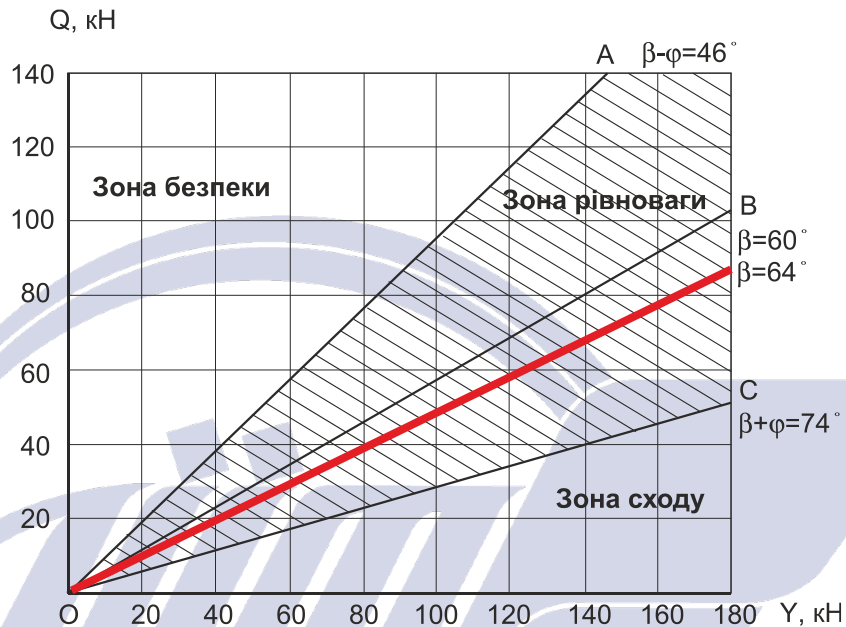


Рисунок 6 – Експериментальне підтвердження графічного підходу до аналізу безпеки руху рухомого складу

Коефіцієнт  $\lambda_1$  у формулі Надаля характеризує співвідношення бічної і вертикальної сил при рівновазі. Надійність стану ковзання у формулі (12) визначається відношенням вертикальної сили  $Q$ , яка прагне вилучити колесо, до горизонтальної  $Y$ , яка перешкоджає цьому (або прагне викликати схід) (рис. 7а).



Рисунок 7 – Схема сил: а) у задачі Надаля; б), що повертають колесо вниз і перешкоджають ковзанню колеса вниз

Однак інтенсивність ковзання колеса вниз, насамперед, залежить від співвідношення сил, які діють по напрямку ковзання, тобто по напрямку дотичної або просто уздовж по напрямній конічній частині профілю (рис. 7б). Повертає колеса сила

$$S_g = Q \sin \beta, \quad (13)$$

перешкоджає опусканню колеса – сума сил

$$S_{np} = Y \cos \beta + \mu(Y \sin \beta + Q \cos \beta). \quad (14)$$

У роботі для оцінки інтенсивності ковзання, або безпеки від сходу  $K'_y$ , пропонується взяти відношення зазначених сил (13) і (14), тобто

$$K'_y = \frac{S_g}{S_{np}} = \frac{Q \sin \beta}{Y \cos \beta + Y \mu \sin \beta + Q \mu \cos \beta} \quad (15)$$

або після перетворення

$$K'_y = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{Q}{Y} \cdot \mu} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda \left( \frac{Q}{Y} \right) \cdot \frac{Q}{Y}, \quad (16)$$

де  $\lambda \left( \frac{Q}{Y} \right) = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{Q}{Y} \cdot \mu}$  – коефіцієнт, що нелінійно залежить від відношення прикладених до колеса сил  $Q$  і  $Y$ .

Розглянемо значення  $K'_y$  при різних значеннях відношення  $Q/Y$  (табл. 2).

Дані табл. 2 показують, що результати оцінки умов інтенсивності ковзання по величині відносини  $Q/Y$  вертикальної і горизонтальної поперечної сил у точці контакту колеса й рейки відрізняється від даних, у яких враховуються сили, що діють у напрямку ковзання. Формула (16) для оцінки інтенсивності ковзання гребеня колеса по головці рейки є більш точною для оцінки безпеки руху від сходу колеса з рейок, ніж формула (12). При цьому коефіцієнт Надаля у формулі (12) залежить тільки від кута нахилу утворюючої гребеня до горизонталі й від коефіцієнта тертя і не залежить від відношення прикладених до колеса сил горизонтальної поперечної та вертикальної. У формулі (16) коефіцієнт  $\lambda \left( \frac{Q}{Y} \right)$  залежить від відношення зазначених сил.

Таблиця 2

**Залежність значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок від відношення вертикальної сили до горизонтальної поперечної**

$Q/Y$	$K'_y$	$K_y$	%
1	1,033	1,028	0,5
2	1,8	2,07	13
3	2,38	3,09	23

Результати порівняння значень коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок, обчислених по запропонованій у роботі уточненій формулі (16) і

по відомій формулі, наведеній в РД 24.050.37-95, при обробці результатів натурних випробувань представлені на рис. 8 і 9. Випробовувався навантажений напіввагон виробництва Казахстан на різних ділянках: пряма (рис. 8) і криві радіусом від 400 до 700 м (рис. 9) при різних швидкостях руху. Вихідні дані для досліджуваного екіпажа були такими:  $\mu = 0,25$ ,  $\beta = 60^\circ$ ,  $Q_{uu} = 120 \text{ кН}$ ,  $q = 17,4 \text{ кН}$ ,  $2b = 2,036 \text{ м}$ ,  $a_1 = 0,264 \text{ м}$ ,  $a_2 = 0,219 \text{ м}$ ,  $\ell = 1,58 \text{ м}$ ,  $r = 0,478 \text{ м}$ .

Аналіз результатів показує, що коефіцієнт запасу стійкості, обчислений по запропонованій у дисертації уточненій формулі (16), дає більш жорсткі вимоги до оцінки безпеки від сходу у порівнянні з формулою із РД 24.050.37-95.

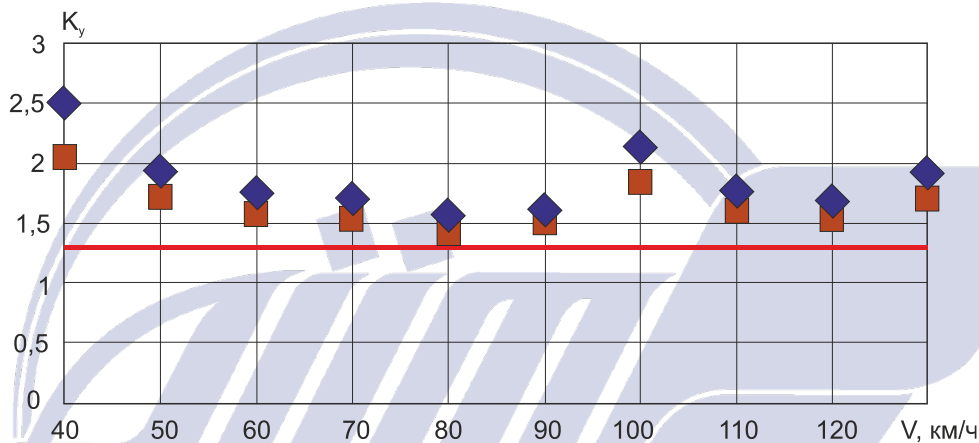


Рисунок 8 – Значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок для навантаженого напіввагона виробництва Казахстан під час руху по прямій (вісь 11) (ромб – формула РД 24.050.37-95; квадрат – уточнена формула).

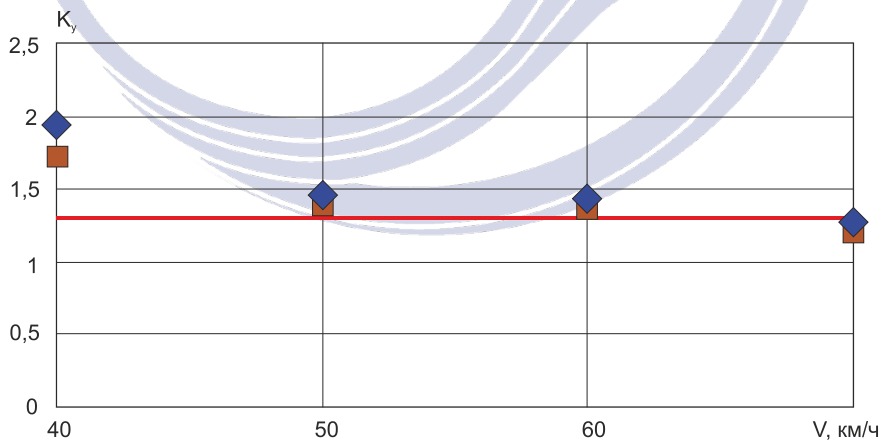


Рисунок 9 – Значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейок для навантаженого напіввагона виробництва Казахстан під час руху по кривій середнього радіуса від 400 до 700 м (вісь 11): (ромб – формула РД 24.050.37-95; квадрат – уточнена формула)

Як відомо, за критерій безпеки колеса від сходу з рейок беруть одне з відношень  $\frac{Y_B}{Q}$ ,  $\frac{Y_H}{Q}$ ,  $\frac{Y_P}{Q}$  горизонтальних поперечних сил, що діють на колісну пару,

до вертикальної сили  $Q$ , що діє в точці контакту конічної частини гребеня (при одноточковому контакті) з головою рейки. Тут через  $Y_b$  позначена бічна сила в точці контакту гребеня й головки рейки, через  $Y_H$  – напрямна сила, через  $Y_p$  – рамна сила, тобто горизонтальна поперечна сила, що діє на колісну пару з боку рами візка.

У роботі показано, що критерії безпеки від сходу колеса з рейок, в яких використовується або бічна, або напрямна сила, еквівалентні.

Значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу колеса з рейок, обчислені по зазначених формулах, також досить близькі й мають більші розбіжності при більших значеннях коефіцієнта запасу стійкості, що мало суттєво для оцінки безпеки руху від сходу колеса з рейок, а при менших значеннях  $K_y$  поблизу його допустимих нормативними документами значеннях також практично збігаються (розбіжність становить 1 %).

Аналіз можливостей застосування зазначених критеріїв у практиці розрахунків і експериментів показав, що переваги щодо цього має критерій по бічній силі. Ці переваги полягають у наступному.

1. У випадку використання з практики сил, що діють з боку надресорної будови на колісну пару, при використанні формули, одержаної на підставі першого критерія, спрощується розрахункова формула в порівнянні з формулою, одержаної за другим критерієм, тому що обчислення бічної сили за зазначеним даними простіше, чим напрямної сили.

2. При використанні з практики сил взаємодії колеса й рейки в точці контакту безпосередньо визначається бічна сила, значення якої прямо підставляються у формулу для оцінки безпеки руху від сходу колеса з рейок без усяких перерахувань. А в тому випадку, коли використовується формула, у яку входить напрямна сила, то для її визначення потрібні додаткові розрахунки.

3. Спрощується порівняння даних випробувань за першим критерієм з даними, одержаними за допомогою європейських норм, тому що в цих нормах використовується критерій безпеки руху від сходу колеса з рейок, пов'язаний з бічною силою.

**У третьому розділі** роботи розглядаються питання, пов'язані з безпекою руху рейкового рухомого складу з точки зору їх технічного стану.

Відомо, що будь-який механізм повинен бути індиферентним до можливих деформацій і переміщень деталей, а також повинен задовольняти умовам невимушеного складання. Таким чином, деталі механізму повинні мати можливість самовстановлюватися. В 1951 році професор Л. М. Решетов дійшов висновку, що за деякими виключеннями цим умовам задовольняють тільки механізми без «зайвих» зв'язків (статично визначені механізми). Крім іншого, Л. М. Решетов також рекомендував, щоб при розробці структурних схем статично визначених механізмів була виключена можливість заклинювання механізму. У наш час структурні схеми для більшості статично визначених механізмів

знайдені. Однак дотепер «по інерції» триває конструювання статично невизначених механізмів.

У роботі на прикладі вантажопасажирського магістрального електровоза ДСЗ з асинхронним тяговим двигуном за допомогою структурних схем проведений аналіз з'єднань його елементів.

Аналіз структурної схеми тягового обладнання електровоза ДСЗ дозволив дати рекомендації з усунення дев'яти надлишкових зв'язків і одержати раціональний механізм.

При складанні структурної схеми гальмової важільної передачі (ГВП) електровоза ДСЗ та її аналізі було встановлено, що вона має 31 надлишковий зв'язок. Про наявність надлишкових зв'язків у ГВП свідчить і той факт, що при експлуатаційних випробуваннях ДСЗ відбувся навар металу колодки на поверхню кочення колеса. Відбулося нагрівання бандажа колеса з наступним його проворотом. Це стало причиною припинення випробувань, повернення електровоза на завод і заміни колісної пари.

У роботі за допомогою аналізу структурної формули ГВП дані рекомендації зі зменшення числа зазначених зв'язків, що дозволяє зменшити зноси в шарнірах; полегшити ремонт візків; підвищити ефективність гальмування в кривих ділянках колії, і в остаточному підсумку підвищить безпеку руху на залізницях.

**У четвертому розділі** роботи розглядаються питання, пов'язані з удосконаленням конструкції візки вантажного вагона.

Останнім часом однією з дуже серйозних проблем залізничного транспорту стало збільшення інтенсивності зношування гребенів колісних пар рухомого складу та бічних поверхонь головок рейок.

У багатьох країнах миру з метою підвищення економічності й ефективності перевезень вантажів підвищили осьове навантаження вагонів. При цьому навантаження на рейку і зношування пари «колесо – рейка» теж зросли.

В роботі проведений аналіз структурної схеми (рис. 10) типового візка моделі 18-100 без врахування гальмової важільної передачі та в процесі гальмування. Цей аналіз показав, що в першому випадку є 10 надлишкових зв'язків, а в другому – 16. А оскільки з'єднання підвіски башмака не обробляється механічно в з урахуванням агресивного середовища, у якому вони працюють на вагоні, дані пари можуть перероджуватися в обертальні, то число надлишкових зв'язків буде дорівнювати 20.

Для полегшення радіальної самовстановлювання колісних пар необхідно зменшити силу тертя в з'єднанні «боковина – букса» через створення в цьому з'єднанні кінематичної пари третього роду, що мало місце між колісною парою і буксою при підшипниках ковзання. Тоді кількість надлишкових зв'язків у розглянутому візку буде дорівнювати нулю, тобто установка рухомості букси відносно боковини дозволить створити механізм без надлишкових зв'язків, тобто ідеальний механізм (патенти України №№ 35789, 38901).

**У п'ятому розділі** дисертації наведені рекомендації з удосконалення вузлів і деталей залізничного транспортного засобу. Зокрема, дано рекомендації з

поліпшення роботи пружно-фрикційного ковзуна візка вантажного вагона (патент України № 31833), гальмової важільної передачі візка залізничного транспортного засобу (патенти України №№ 78951, 78953) і фрикційного клинового гасителя коливань (патенти України №№ 20777, 78952).

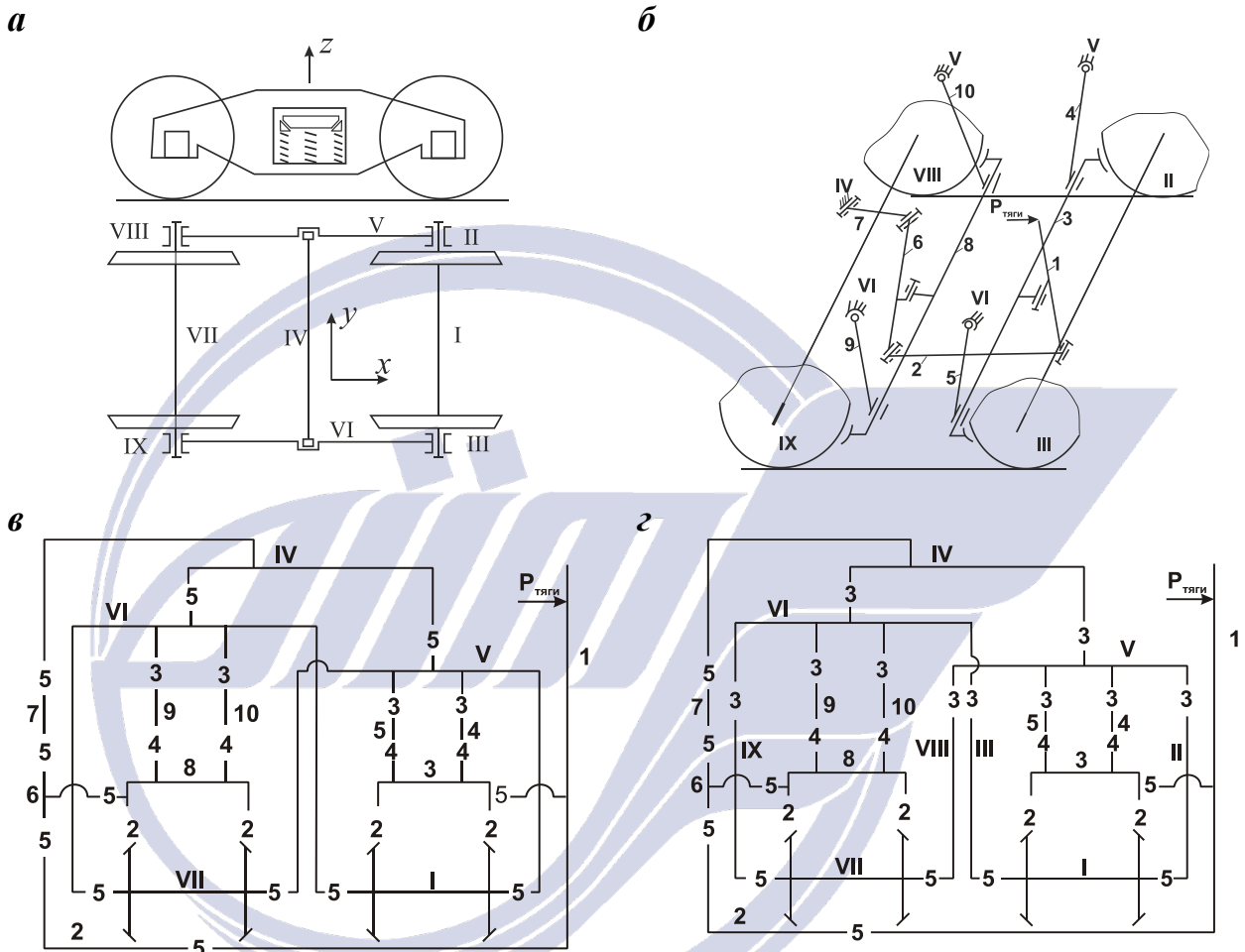


Рисунок 10 – Структурний аналіз візка моделі 18-100:

а) кінематичні пари в конструкції візка; б) кінематичні пари в гальмовій важільній передачі; в) структурна формула існуючого візка; г) структурна формула з урахуванням модернізації вагонного візка

Щоб удосконалити конструкцію ковзунів з метою поліпшення динамічних якостей транспортного засобу, зменшення зношування елементів з'єднання візка й рами вантажного вагона, зменшення витрат на відновлення зношених тертям ковзунів пропонується зносостійкі елементи виконати у вигляді змінних металокерамічних пластинок, жорстко закріплених на площинах тертя.

Для гальмової важільної передачі візка залізничного транспортного засобу в дисертації пропонується два варіанти вдосконалення їх конструкції. У першому варіанті з'єднання вертикальних важелів у своїй нижній частині з розпірною тягою виконати у вигляді кінематичних пар четвертого класу за допомогою кулькового підшипника. У другому варіанті замість кулькового підшипника

вертикальні важелі у своїй нижній частині з'єднані з розпірною тягою кінематичною парою четвертого класу у вигляді гумової втулки.

Фрикційний клиновий гаситель коливань візка моделі 18-100 виготовлений з ливарної сталі, а вертикальна його стінка товщиною 16 мм контактує зі сталеву пластинкою, яка пройшла термічну обробку. Але вертикальна стінка клина від контакту із пластиною твердості 350 НВ має інтенсивне зношування. У ремонт надходять напіввагони, у яких товщина цієї стінки клина досягає 4 мм, а Правила ремонту вагонів дозволяють використовувати клин без його відновлення з товщиною стінки 8 мм. Для відновлення клина необхідно наплавити обсяг металу, з урахуванням подальшої механічної обробки, десь близько 250 куб. см.

У дисертації пропонується зносостійкі елементи фрикційного клинового гасителя коливань виконати у вигляді змінних металокерамічних пластинок. Кожна металокерамічна пластинка має розвантажувальні виступи, ширина яких вибирається з розрахунку розміщення отвору під електрозаклепки.

У другому варіанті вдосконалення конструкції фрикційного гасителя коливань зносостійкі елементи пропонується виконати у вигляді змінних пластинок з бейнитного чавуну зі сфероїдальним графітом. Сталева пластина, на якій закріплений зносостійкий матеріал, вставляється у вусики клина, розміщені на клині з боку напрямку руху клина, тобто перпендикулярно до напрямку його руху.

У шостому розділі дисертації проведено теоретичне дослідження структурних схем візків різних типів. Одна з них виготовлена Цицикарською залізничною компанією з обмеженою відповідальністю (QRRS, КНП) для Казахського акціонерного товариства Казтеміртранс (АТ «КТТ»). У порівнянні із традиційними трьохелементними вантажними візками вона має ряд конструктивних особливостей і за даними виготовлювача характеризується: високою критичною швидкістю, стабільною експлуатацією, високою безпекою, низьким зношуванням поверхні кочення коліс і амортизаційних обладнань, низькими витратами по обслуговуванню і т. ін. Другий візок – візок моделі 18-100.

Аналіз структурних схем зазначених візків на предмет наявності надлишкових зв'язків показав, що візок ZK1-E являє собою ідеальний самоустановлювальний механізм, тобто без надлишкових зв'язків.

У сьомому розділі дисертації наведені ескізні проекти стендів для визначення моментів сил опору повороту візка відносно кузова (патенти України №№ 87752, 93398, 95829).

Система діагностування вантажних вагонів повинна найбільш повно охоплювати ті параметри, від яких залежать показники їх динамічних якостей. У цьому випадку потрібно враховувати силові показники, які залежать від переміщення візка відносно кузова. Коливання вантажних вагонів на візках моделі 18-100 суттєво залежать від моменту сил опору повороту надресорної балки відносно кузова в плані. З одного боку, цей момент стабілізує виляння візка

на прямих ділянках колії, а з іншого – заважає вписуванню візка в криві ділянки колії.

Для звичайних, типових візків, які мають певні зазори між ковзунами, цей момент порівняно малий. Однак залежно від стану п'ятникового вузла він може суттєво мінятися. Особливо важлива роль цього моменту в тому випадку, коли у візках використовують колеса, обточені за ресурсозберігаючим криволінійним профілем, оскільки в цих випадках використовують пружні фрикційні ковзуни, які дають необхідну величину сил опору. При цьому й виникає необхідність контролювати зазначену величину.

Існують візки, де в бічних опорах установлені податливі елементи (наприклад, візок моделі 18-115, 18-7020), де зазорів немає, а при контакті в них заздалегідь обумовлена певна сила натягу.

Крім того, у системі Укрзалізниці йде модернізація вантажних вагонів із застосуванням пружних ковзунів постійного контакту.

Сила тертя між ковзунами використовується як додаткова сила, яка стабілізує динаміку руху вагона і визначає його допустиму швидкість. Тому для дослідження наведених технічних величин у візках необхідно мати випробний стенд для визначення згаданого параметра.

Відзначено, що серед параметрів, які суттєво впливають на динамічні якості вагонів, існує момент опору повороту візка відносно кузова в плані. Для вантажних вагонів при використанні стандартного візка типу 18-100 кути повороту в плані окремих її елементів – бічних рам і надресорної балки відрізняються. Тому в цьому випадку доводиться розглядати окремо  $M_n$  момент сил опору повороту надресорної балки відносно кузова і  $M_b$  – момент сил опору при повороті бічних рам відносно надресорної балки (при забіганні боковин).

У дисертації представлені ескізні проекти трьох варіантів стендів з наданням можливості виявлення сили тертя в ковзунах і визначення величини сили тертя й моменту цієї сили при вилянні візка відносно кузова.

Особливістю першого варіанта конструкції стенда (рис. 11) є орган вертикального навантаження, який перебуває на нерухомій основі нижче рівня головок рейок, а поперечна балка П-подібного стояка імітує конструкцію шкорневої балки кузова вагона з п'ятником і ковзунами. Стенд обладнано пристроєм центрування і фіксації візка відносно вертикальної осі стенда й пристроєм виштовхування візка зі стенда, а за П-подібний стояк використовують вантажний вагон з візками.

Другий варіант конструкції стенда для визначення моменту сил опору повороту візка вантажного вагона (патент України № 92398) був запропонований з метою спрощення його при виготовленні. Відмінність його від попереднього в тому, що на поперечній балці П-подібного стояка жорстко закріплено орган вертикального навантаження подвійної дії, по осі рухомої частини якого через опорний і центрувальний підшипники закріплена рухома, за рахунок розміщеного між нерухомою й рухомою частинами опорного підшипника механізму поворотної дії горизонтального навантаження, балка, яка імітує шкорневу балку напіввагона,



і додатково вона підвішена до згаданої вище поперечної балки за допомогою податливих елементів, а нерухома частина опорного підшипника має зв'язок з цією поперечною балкою за допомогою напрямних у вигляді шліцевих з'єднань (рис. 12).

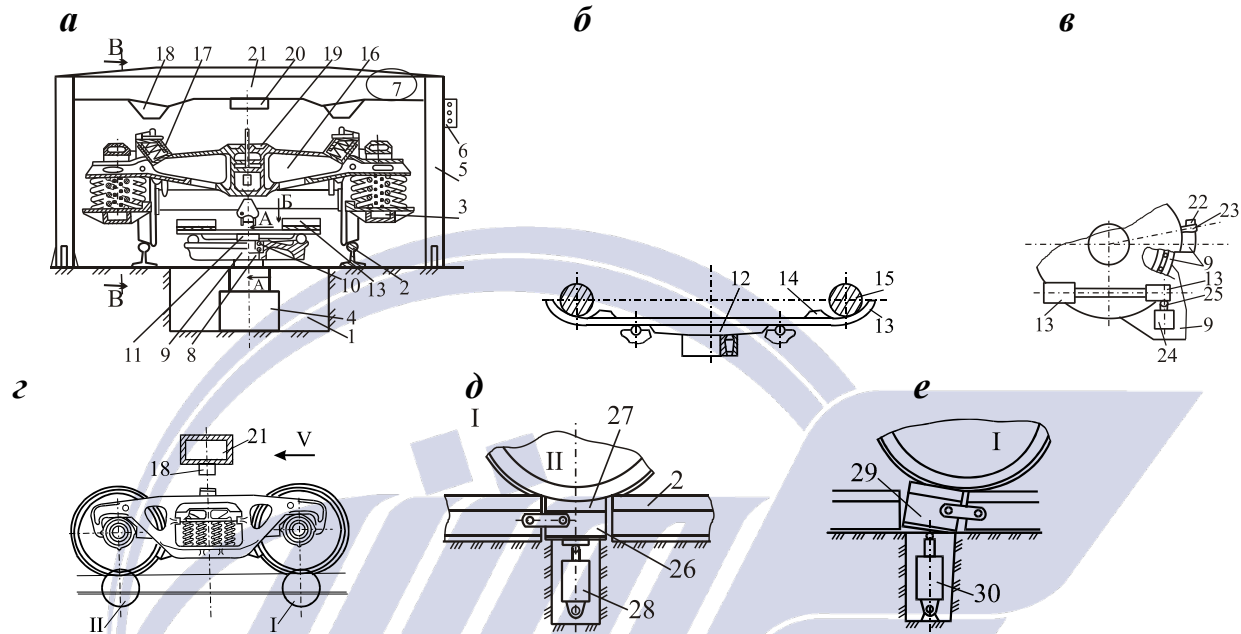


Рисунок 11 – Стенд для визначення моменту сил опору повороту візка вантажного вагона: а) схема стенда; б) переріз по А-А (повернене); в) вид по стрілці «Б»; г) переріз по «В-В»; д) вузол I; е) вузол II: 1 – нерухома опора, 2 – рівень рейок, 3 – візок, 4 – орган вертикального навантаження, 5 – П-подібний стояк, 6 – пульт керування, 7 – записуючий пристрій, 8 – шток, 9 – нерухома частина опорного підшипника, 10 – підшипник кочення, 11 – рухома частина опорного підшипника, 12 – балка, 13 – захвати, 14 – ребра жорсткості, 15 – середня частина осей колісних пар, 16 – надресорна балка, 17 – ковзуни (бічні опори), 18 – ковзун на П-подібному стояку, 19 – під'ятник, 20 – п'ятник, 21 – поперечна балка.

Третій варіант стенда (рис. 13) спрямований на те, щоб зменшити навантаженість поворотної платформи, що приведе до зменшення її інерційності й витрат матеріалу (патент України на винахід № 95829).

Необхідно мати випробувальну базу для визначення моменту сил опору повороту надресорної балки відносно кузова, яка пов'язана з особливостями конструкції вагона вантажного парку. У стандартних вагонах, що мають зазори між ковзунами, вимір моменту опору повороту надресорної балки відносно кузова необхідно для контролю стану п'ятникового вузла, наявність зносу у якому й відсутність змащення можуть привести до надмірного збільшення цього моменту. Особливо важливі ці виміри для модернізованих вагонів з ковзунами постійного контакту. У цьому випадку розрахункова величина цього моменту відповідає

раціональній комбінації показників динамічних якостей вагона, і контроль цієї величини вкрай необхідний.

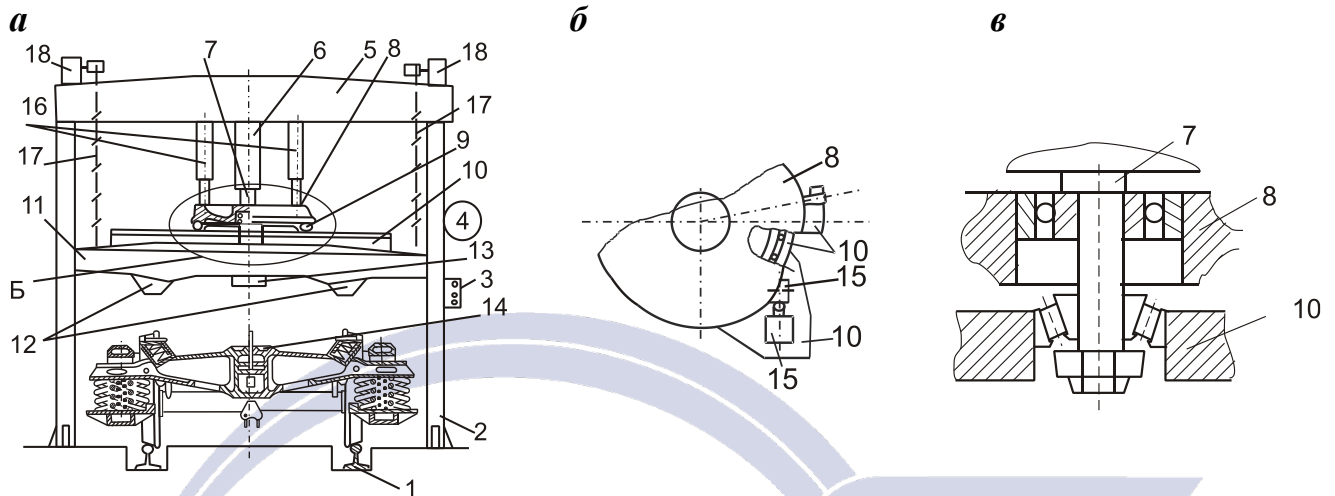


Рисунок 12 – Схема станда для визначення моменту сил опору повороту візка: а) загальний вигляд; б) вид по стрілці «А»; в) вузол «Б» з розрізами: 1 – рейки, 2 – П-подібний стояк, 3 – пульт керування, 4 – записуючий пристрій, 5 – поперечна балка П-подібного стояка, 6 – орган вертикального навантаження, 7 – шток, 8 – нерухома в горизонтальному напрямку частина опорного підшипника, 9 – кульки, 10 – рухома (нижня) у горизонтальній площині частина опорного підшипника, 11 – балка, яка імітує шкорневу балку напіввагона, 12 – бічні ковзуни, 13 – п’ятники, 14 – надресорна балка візка.

Але інша задача ставиться при випробуваннях вагонів з модернізованими візками. Конструкція пружних ковзунів постійного контакту дає можливість регулювати в досить широких межах параметри ковзунів, і в такий спосіб установлювати раціональну величину моменту сил опору.

Ця раціональна величина моменту сил опору повинна встановлюватися розрахунковим шляхом, а метою випробувань на стенді є контролювання величини цього моменту при виготовленні вагонів і в процесі їх експлуатації.

Але в процесі розрахунків раціонального значення моменту сил опору необхідні не тільки вище згадані величини – момент сил опору  $M_0$  в момент зриву тертя, коли надресорна балка почалася рухатися і  $M_{max}$ , але й характеристики цього вузла при циклічній зміні кута повороту надресорної балки в межах від найменшої  $\varphi_{min}$  до найбільшої  $\varphi_{max}$  величини. Таким чином, основною метою випробувань візків на стенді є одержання циклічної характеристики  $M_{оп}(\psi)$  при змінюванні кута  $\psi$  від  $\psi_{min}$  до  $\psi_{max}$ . Із цієї характеристики потім можна одержати величини моментів сил опору в характерних точках діаграми.

З поставленої мети виникають і конструктивні особливості станда, при яких ця мета буде реалізованою. Для цього в конструкції станда система навантаження дає можливість одержати циклічну зміну діючого моменту й відповідно одержати результати при зміні кута повороту надресорної балки від  $\psi_{min}$  до  $\psi_{max}$ .

Такий підхід, в основному, вирішує завдання випробувань вагонів на типових візках. У цьому випадку для цих вагонів немає механізму регулювання моменту сил опору або встановлення його раціональної величини. У цьому випадку ціль випробувань – визначення найбільшої величини цього моменту, яка є загрозовою з погляду сходу коліс із рейок при проходженні кривих ділянок колії.

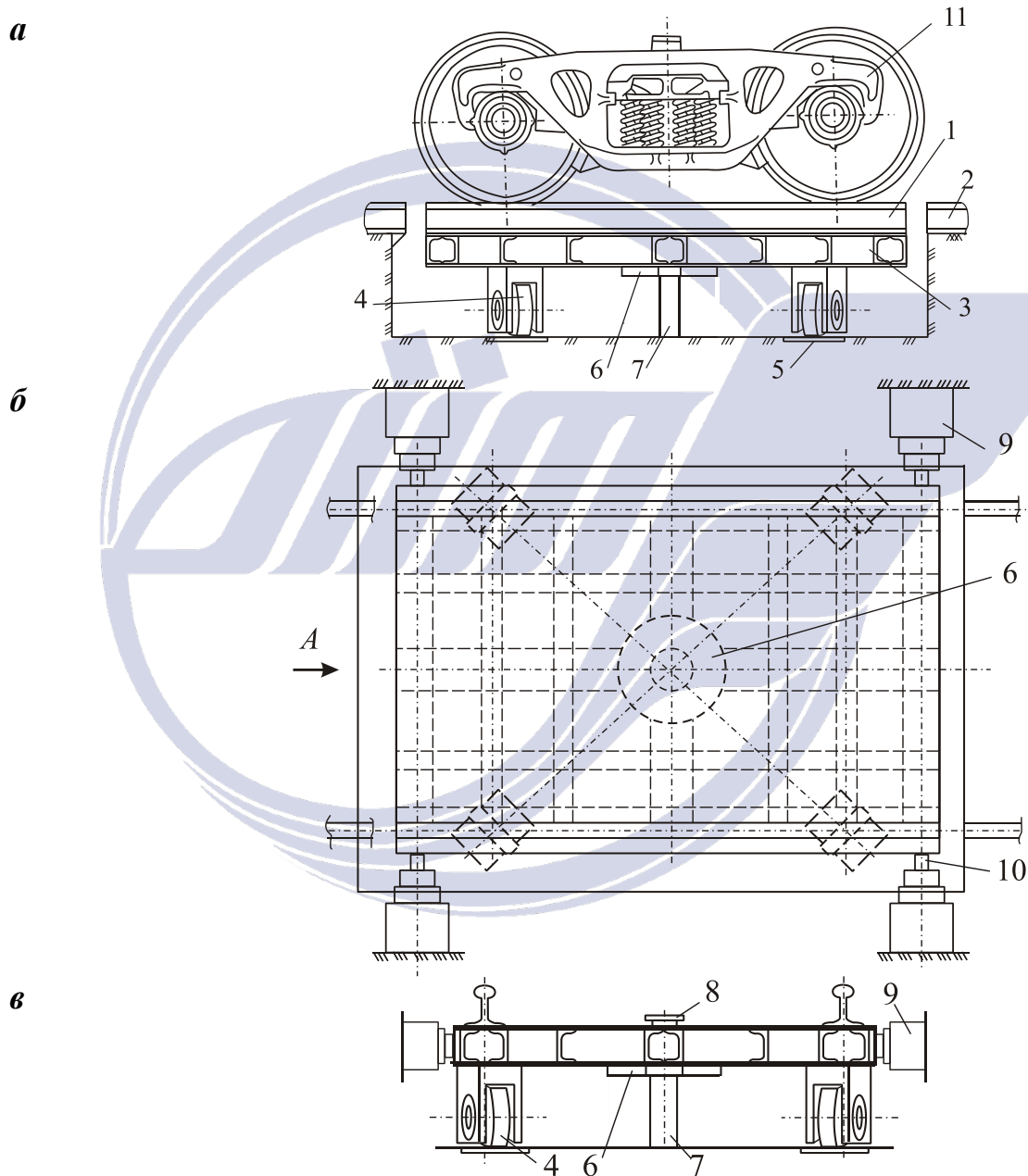


Рисунок 13 – Стенд для дослідження сили тертя в ковзунах візка вантажного вагона: а) вид збоку; б) вид стенда в плані; в) вид по стрілці «А»: 1 – рейки, 2 – основна колія, 3 – поворотна платформа, 4 – котки, 5 – фундаментні плити, 6 – підшипник, що центрує, 7 – стрижень, що центрує, 8 – запобіжна шайба, 9 – домкрати, 10 – месдозы, 11 – досліджуваний візок.

### **Висновки.**

В роботі поставлена й вирішена теоретична й практична проблема, спрямована на забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу залізниць. Створені й удосконалені в роботі методи по оцінці й визначенню зон безпеки від сходу колеса з рейок, методи проведення теоретичних досліджень структурних схем рейкових екіпажів по виявленню надлишкових зв'язків і рекомендації з їхнього усунення, методи визначення сили тертя й моменту сил опору повороту візка вантажного вагона відносно кузова дозволяють одержати обґрунтовані, більш ефективні й більш точні розв'язки поставленої в роботі проблеми.

Основні наукові результати проведених у роботі досліджень, висновки й рекомендації полягають у наступному.

1. Аналіз причин сходу рухомого складу на залізницях показав, що поряд з відхиленнями в стані рейкової колії й ходових частин рухомого складу від норм їх утримання мають місце обставини, пов'язані з недоліками конструкції ходових частин екіпажів, які безпосередньо не викликають сходу, але є причинами розвитку динамічних процесів, які приводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію та викликають його схід. Крім цього небезпека сходу, особливо при високих швидкостях руху, може викликати причини, не пов'язані з несправностями рейкових екіпажів, а такі, що є особливістю її конструкції.

2. У число основних причин сходів коліс із рейок, пов'язаних з несправностями ходової частини вагонів, можна включити такі, як злам бічних рам і надресорних балок візків; злам осей і коліс; несправності роликів підшипників буксового вузла; зсув маточини колеса на осі, обриви й відмови автозчепного пристрою; зноси елементів фрикційних гасителів коливань і вузла обпирання кузова на надресорну балку; викривлення профілю колеса, у тому числі гострий накат, неприпустимі відхилення розмірів візка (баз, боковин, діаметрів коліс і т.д.).

3. На основі аналізу існуючих підходів до оцінки безпеки від сходу колеса з рейок одержав подальший розвиток критерій безпеки від сходу колеса рейкового екіпажа з рейок. Показано, що спільний розгляд процесів у зоні безпеки від сходу колеса з рейок, рівноваги й небезпеки сходу дозволяє одержати більш загальне уявлення про взаємодію колеса й рейки в процесі сходу й ролі тертя в цьому процесі.

4. Оцінку інтенсивності ковзання гребеня колеса вниз відносно рейки доцільно робити по відношенню сили, що скочує, та утримуючої сили, що діють по лінії (напрямку) ковзання, а не по відношенню вертикальної й горизонтальної сил, що діють на колесо. При змінюванні відношення сил від 1 до 2 значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу колеса з рейки складає 0,5...13,4 %.

5. За допомогою одержаного в роботі виразу критерія безпеки від сходу колісної пари з рейки, коли вона розглядається як єдине тверде тіло і враховуються сили, прикладені до неї з боку рами візка, встановлено, що вплив

кута нахилу поверхні кочення до горизонталі колеса, що не набігає, складає 6 %. Тому уклоном поверхні кочення колеса, що не набігає, можна знехтувати.

6. Умови сходу колісної пари з рейок суттєво залежать від висоти прикладання до колісної пари рамної сили. При цьому найбільш несприятлива умова безпеки від сходу має місце при нульовій висоті прикладення рамної сили.

7. Одержані в роботі за допомогою принципу можливих переміщень рівняння рівноваги колісної пари за структурою схожі на формулу Мар'є, але не враховують висоту прикладання до колісної пари рамної сили. У роботі показано, що залежність умови безпеки від висоти точки прикладення рамної сили пов'язана із двоїстим характером дії рамної сили в процесі ковзання колеса відносно рейки.

8. Запропоноване в роботі графічне уявлення критерія Надаля дозволяє наочно визначити, яке співвідношення між горизонтальною поперечною і вертикальною силами відповідає різним умовам взаємодії колеса й рейки в задачі про схід колеса з рейки при вихідних передумовах задачі Надаля.

9. При модернізації існуючих одиниць рейкових екіпажів або створенні нових видів рухомого складу з метою поліпшення їх динамічних показників і зменшення тертя у з'єднаннях деталей рекомендується застосовувати структурний аналіз з'єднань елементів.

10. На прикладі магістрального грузопасажирського електровоза типу ДСЗ з метою поліпшення його тягових якостей проведений аналіз тягового обладнання та запропонована поліпшена схема з'єднання візків з кузовом.

11. Теоретичні дослідження структурних схем вагонних візків різних типів на предмет наявності надлишкових зв'язків, підтверджені даними з натурних випробувань, показали ефективність застосування методу структурних схем на стадії проектування нових або модернізації існуючих одиниць рейкового рухомого складу. Так, візок моделі ZK1-E має 0 (нуль) надлишкових зв'язків і високі динамічні показники, а візок моделі 18-100 має 16 надлишкових зв'язків та підвищений знос пари «колесо – рейка».

12. Для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова вантажного вагона з метою контролю зазначеної величини розроблено три конструкції стенда, захищені патентами на винахід.

По темі дисертації опубліковано:

#### Основний список

1. Коротенко, М. Л. Безопасность от схода колеса с рельсов и совершенствование конструкций подвижного состава. Монография [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. Я. Панасенко. – Д.: Днепропетровск, 2013. – 220 с.
2. Коротенко, М. Л. Устойчивость движения вагона при изменении высоты центра тяжести кузова над плоскостью его опирания на упругие элементы [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина // Межвуз. сб. научн. тр. – Днепропетровск, 1999. – С. 13-16.

3. Мямлин, С. В. Влияние характеристик связи кузова и тележек электровоза на динамическую нагруженность и воздействие на путь [Текст] / С. В. Мямлин, И. В. Клименко, Л. А. Недужая // Транспорт. – 1999. – Вып. 4. – С. 121-125.
4. Блохин, Е. П. Выбор рациональных значений жесткости связи наклонной тяги с кузовом электровоза ДЭ1 [Текст] / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, М. Л. Коротенко, С. В. Мямлин, И. В. Клименко, Л. А. Недужая / Транспорт. – 2002. – Вып. 11. – С. 17-20.
5. Клименко, И. В. Современные тенденции развития конструкций тележек локомотивов [Текст] // Вісник ДІІТу. – 2003. – Вып. 1. – С. 123-126.
6. Блохин, Е. П. Об улучшении динамических качеств прицепного вагона типа 1003 [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская, А. Г. Рейдемейстер, И. В. Клименко / Залізничний транспорт України. – 2003. – № 5. – С. 2-4.
7. Панасенко, В. Я. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЖТ. – Дніпропетровськ. – 2005. – Вып. 8. – С. 88-91.
8. Панасенко, В. Я. Анализ механических систем соединений в тележке электровоза ДСЗ-001 [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – Вып. 3. – С. 87-94.
9. Мямлин, С. В. Совершенствование конструкции и технологии ремонта грузовых вагонов [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вестник ДНУЖТ. – 2007. – № 18. – С. 133-136.
10. Блохин, Е. П. О конструкции тягового привода класса II локомотива / Е. П. Блохин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2007. – Вып. 16 – С. 81-84.
11. Блохин, Е. П. Экспериментальные данные о влиянии конфигурации поверхности катания колес грузовых вагонов на их динамику [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко, Е. Ф. Федоров // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – Вып. № 8 (114). – Ч. 1. – С. 35-39
12. Панасенко, В. Я. К вопросу подреза гребня колесной пары [Текст] / В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко // Подъемно-транспортная техника. – 2008. – № 2. С. 89-92.
13. Блохин, Е. П. Устойчивость движения четырехосных полувагонов с колесами разного типа профиля и разной степени износа [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко, Е. Ф. Федоров // Залізничний транспорт України. – № 2. – 2008. – С. 18-21.
14. Босов, А. А. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона [Текст] / А. А. Босов, С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вып. 29. – С. 27-32.
15. Гаркави Н. Я. К вопросу совершенствования механизмов [Текст] / Н. Я. Гаркави, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко / Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вып. 30 – С. 118-119.

16. Коротенко, М. Л. Примеры казусов, происшедших при постановке натуральных испытаний и обработке их результатов [Текст] / М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица, А. В. Султан, В. В. Глухов, Е. Ф. Федоров, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко, В. В. Карпенко / Вісник ДНУЗТ. – 2010. – № 34. – С. 22-28.
17. Блохин, Е. П. О роли натуральных испытаний при оценке качества подвижного состава железных дорог / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина 2. – С. 116-120.
18. Панасенко, В. Я. К вопросу износа пары «колесо – рельс» [Текст] / В. Я. Панасенко, С. В. Мямлин, И. В. Клименко // Збірник наук. праць Дон. ін-ту залізн. тр-ту. – 2010. – Вип. 23. – С. 142-156.
19. Блохин, Е. П. К постановке задачи об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – Вип. № 9 (151). – Ч. 2. – С. 6-10
20. Блохин, Е. П. Графическое представление критерия Надаля / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Вісник ДНУЗТ. – 2010. – № 35. – С. 7-9.
21. Панасенко, В. Я. Структурный анализ системы подвешивания электровоза типа ДСЗ [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко / Вісник ДНУЗТ. – 2012. – Вип. 40. – С. 37-39.
22. Блохин, Е. П. О безопасности от схода с рельсов колесной пары [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов / Омский гос. ун-т путей сообщения. – 2012. – С. 361-370.
23. Блохин, Е. П. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР [Текст] / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, Р. Б. Грановский, И. В. Клименко, Е. Ф. Федоров // Вагонный парк. – № 9, 2012. – С. 12-14.
24. Блохин, Е. П. Об эквивалентности критериев безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей либо боковой силы [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2013, вип. 3 (45). – С. 74-81.
25. Гаркави, Н. Я. К вопросу о решении задач механики с помощью моделирования [Текст] / Н. Я. Гаркави, И. Е. Ковалев, В. Л. Горобец, Е. Ф. Федоров, В. В. Карпенко, И. В. Клименко, Л. Г. Маслеева, И. С. Шадрин, А. Н. Сахно // Научная дискуссия: вопросы технических наук. – М.: Международный центр науки и образования, 2013. – С. 130-139.
26. Вайчунас, Г. Упруго-фрикционный скользун для тележки грузового вагона [Текст] / Г. Вайчунас, С. В. Мямлин, А. А. Босов, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко, Е. Ф. Федоров // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2014, вип. 3 (51). – С. 117-123.
27. Клименко, И. В. О критериях безопасности, предотвращающих сход колеса с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Вагонный парк. – 2014. – № 8. – С. 4-7.

28. Клименко, И. В. Об устойчивости колеса против схода с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Вагонный парк. – 2014. – № 9. – С. 10-12.
29. Клименко, И. В. О запасе устойчивости колеса против схода с рельсов [Текст] / И. В. Клименко // Локомотив-информ. – 2014. – № 8. – С. 9-11.
30. Гаркави, Н. Я. К вопросу о трении скольжения [Текст] / Н. Я. Гаркави, Е. Ф. Федоров, В. В. Карпенко, И. В. Клименко, О. Н. Литвиненко // Научная дискуссия: вопросы технических наук. – М.: Международный центр науки и образования, 2014. – С. 164-169.
31. Пат. 87752 Україна. МПК G 01 M 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вгона, / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко И. В., Грановский Р. Б., Федоров Е. Ф.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № а 2007 13719, заявл. 07.12.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15. – 3 с.
32. Пат. 91071 Україна. МПК В 61 F 5/25, 5/28. Буксових вузол. / В. Я. Панасенко, І. В. Клименко; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № а 2008 03865, заявл. 27.03.2008; опубл. 25.06.2010, Бюл. № 12. – 3 с.
33. Пат. 92398 Україна. МПК G 01 M 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № а 2009 00087, заявл. 05.10.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. 20. – 3 с.

#### Праці апробаційного характеру

1. Коротенко, М. Л. Влияние изменения некоторых параметров высокоскоростного вагона на устойчивость его невозмущенного движения [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина, Н. Н. Беляев // Тр. IX Междунар. конф. «Проблемы механики ж.-д. тр-та». – Дн-ск: ДИИТ. – 1996. – С 165.
2. Коротенко, М. Л. К вопросу о методике исследования динамической нагруженности элементов механических систем [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, Н. С. Олемская // Тр. Междунар. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва-Дубна. – 1996. – С 65.
3. Коротенко, М. Л. Использование математического моделирования при разработке конструкции высокоскоростного подвижного состава железных дорог [Текст] / М. Л. Коротенко, В. А. Татарина, И. В. Клименко, Н. Н. Беляев // Тр. Междунар. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва-Пушино. – 1997. – С 81.
4. Коротенко, М. Л. Вычислительный эксперимент по определению влияния особенностей конструкции ходовой части на устойчивость движения вагона [Текст] / М. Л. Коротенко, И. В. Клименко, В. А. Татарина // Тр. VI



- Международ. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва – Пушкино. – 1998. – С 143.
5. Клименко, И. В. Математическая модель для оценки рациональных значений жесткости связи наклонной тяги тележки с кузовом электровоза [Текст] / И. В. Клименко, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая // Тр. Международ. конф. «Математика. Компьютер. Образование». – Москва-Дубна. – 2000. – С 151.
  6. Клименко, И.В. Перспективы развития конструкции тележек локомотивов [Текст] / И. В. Клименко // Тр. Международ. научно-практической конференции «Динаміка наукових досліджень». – Днепропетровск: Наука і освіта. Том 36. Технічні науки. – 2003. – С. 22-23.
  7. Клименко, И. В. К вопросу повышения скоростей движения рельсового подвижного состава [Текст] / И. В. Клименко // Тр. XI Международ. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2004. – С. 92.
  8. Клименко, И. В. О возможности увеличения скорости движения рельсового подвижного состава [Текст] / И. В. Клименко // Наука і освіта 2004. – Дніпропетровськ. – 2004. – Том 62: Технічні науки. – С. 63-65.
  9. Панасенко, В. Я. К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДСЗ [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Тез. 65 Международ. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Днепропетровск, 2005. – С. 67.
  10. Блохин, Е.П. Выбор рациональных параметров экипажной части электровоза ДСЗ [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко и др. // Тез. 65 Международ. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Днепропетровск, 2005. – С. 21.
  11. Блохин, Е.П. К вопросу о вибрации на рабочих местах локомотивных бригад [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко и др. // Тез. 66 Международ. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2006. – С. 14.
  12. Мямлин, С. В. О влиянии профиля МИНТЕК на динамику электровоза ДСЗ [Текст] / С. В. Мямлин, К. И. Железнов, И. В. Клименко / Тез. 66 Международ. Научно-практ. Конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Дн-ск, 2006. – С. 13.
  13. Коротенко, М. Л. Влияние параметров электровоза ДСЗ на устойчивость его невозмущенного движения [Текст] / М. Л. Коротенко, А. Г. Рейдемейстер, И. В. Клименко // Тез. 66 Международ. Научно-практ. Конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Дн-ск, 2006. – С. 17.
  14. Блохин, Е. П. Усовершенствование конструкции тягового привода класса II локомотива [Текст] / Е. П. Блохин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Тез. 67 Международ. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2007. – С. 6-7.
  15. Мямлин, С. В. Усовершенствование подвижного состава и технологии его обслуживания [Текст] / С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Тез. 67 Международ. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-

- та». – Д.: ДНУЖТ, 2007. – С. 42-43.
16. Блохин, Е. П. К оценке устойчивости движения четырехосных полувагонов с колесами, имеющими разные типы профиля и разную степень износа [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 33.
  17. Коротенко, М. Л. Стенд для исследования силы трения в скользящих тележках грузового вагона [Текст] / М. Л. Коротенко, Е. П. Блохин, В. Я. Панасенко и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 76.
  18. Коротенко, М. Л. О возможности улучшения динамических качеств грузовых вагонов с использованием упруго-фрикционных скользунов [Текст] / М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская, Р. Б. Грановский и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 77.
  19. Блохин, Е. П. Влияние на устойчивость движения электровоза ДСЗ использования профиля МИНТЕК [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Н. И. Грановская и др. // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 78.
  20. Панасенко, В. Я. К вопросу подреза гребней колесных пар [Текст] / В. Я. Панасенко, Н. Я. Гаркави, И. В. Клименко // Тр. XII Междунар. конф. «Проблемы механики ж. д. тр-та». – Днепропетровск. – 2008. – С. 121.
  21. Коротенко, М. Л. Примеры казусов, происшедших при постановке натуральных испытаний и обработке их результатов / М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, С. А. Кострица и др. // Тез. 70 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2010. – С. 15.
  22. Клименко, И. В. Выбор рациональных параметров электровоза / И. В. Клименко // Тез. 70 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2010. – С.35-36.
  23. Блохин, Е. П. Об оценке степени безопасности колесных пар от схода с рельсов [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 16-17.
  24. Блохин, Е. П. О безопасности колесной пары от схода с рельсов [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 17-18.
  25. Блохин, Е. П. Условия безопасности от схода с рельсов в графическом виде [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 18-19.
  26. Панасенко, В. Я. Исследование причин подреза гребней колес подвижного состава / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Тез. 71 Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. тр-та». – Д.: ДНУЖТ, 2011. – С. 31-32.

27. Блохин, Е. П. Влияние рамной силы на сход колеса с рельса [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение. XIII Междунар. науч.-практ. конф. – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 22.
28. Панасенко, В. Я. Пути совершенствования тормозной рычажной передачи подвижного состава [Текст] / В. Я. Панасенко, И. В. Клименко, Н. В. Гернич / Тез. докладов XIII Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение». – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 107-108.
29. Блохин, Е. П. Об оценке безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей либо боковой силы [Тест] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко / Материалы 73 международной научно-практической конф. «Проблемы и перспективы развития ж.-д. транспорта». – Д.: ДНУЖТ, 2013. – С. 81-82.
30. Чибашов, Ю. П. О логистике и транспорте [Текст] / Ю. П. Чибашов, И. В. Клименко // Междунар. научн.-практ. конф. «Перспективи розвитку інформаційних та транспортно-митних технологій у митній справі, зовнішньоеко-номічній діяльності та управлінні організаціями». – Д.: Академия таможенной службы Украины, 2011. – С. 326-327.

#### Додатковий список

1. Блохин, Е. П. Стенд для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова [Текст] / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, В. Я. Панасенко и др. // Вісник ДНУЗТ. – 2009. – Вип. 30 – С. 56-58.
2. Пат. 19300 Україна. МПК В 61 С 9/00. Тяговий привод локомотива / Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2006 06084. заявл. 01.06.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. 12. – 2 с.
3. Пат. 20777 Україна. МПК В 61 F 5/00, F 16 F 7/00. Фрикційний клиновий гаситель коливань екіпажного візка транспортного засобу / Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2006 08460. заявл. 27.07.2006; опубл. 15.02.2007. Бюл. 2. – 2 с.
4. Пат. 31842 Україна. МПК G 01 М 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2007 13721. заявл. 07.12.2007; опубл. 25.04.2008, Бюл. 8. – 3 с.
5. Пат. 31833 Україна. МПК В 61 F 5/00. Ковзун візка залізничного транспорту засобу / Мямлін С. В., Босов А. А., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і

- патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2007 13481, заявл. 03.12.2007; опубл. 25.04.2008, Бюл. 8. – 3 с.
6. Пат. 35789 Україна. МПК В 61 F 5/00. Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2008 03861, заявл. 27.03.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. 19. – 3 с.
  7. Пат. 38901 Україна. МПК В 61 F 5/00. Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В., Міщенко А. А.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2008 10052, заявл. 04.08.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. 2. – 3 с.
  8. Пат. 42111 Україна. МПК G 01 М 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2009 00084, заявл. 05.01.2009; опубл. 25.06.2009, Бюл. 12. – 3 с.
  9. Патент України на винахід № 84337 Тяговий привод локомотива., МПК В 61 С 9/00 / В. Я. Панасенко, І. В. Клименко (Україна). – № а 2006 12467, Заявл. 27.11.2006; Опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.. – 3 с.
  10. Пат.41819 Україна. МПК В 61 Н 13/00. Гальмова важільна передача візка транспортного засобу / Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2009 00020, заявл. 05.01.2009; опубл. 10.06.2009, Бюл. 11. – 2 с.
  11. Пат. 48537 Україна. МПК G 01 М 17/00. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Коротенко М. Л., Блохін Є. П., Мархай В. В., Ісопенко І. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф., Шевченко В. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2009 09254, заявл. 08.09.2009; опубл. 25.03.2010, Бюл. 6. – 3 с.
  12. Пат. 92202 Україна. МПК В61F 5/30 (2006.01), В61F 5/32 (2006.01). Буксовий вузол / Панасенко В. Я., Клименко І. В., Міщенко А. А.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № а 2008 10053, заявл. 04.08.2008; опубл. 11.10.2010, Бюл. 19. – 2 с.
  13. Пат. 95829 Україна. МПК G 01 М 17/08. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона / Блохін Є. П., Коротенко М. Л., Мархай В. В., Ісопенко І. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В., Грановський Р. Б., Федоров Є. Ф., Шевченко В. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № а 2009 09255, заявл. 08.09.2009; опубл. 12.09.2011, Бюл. 17. – 3 с.
  14. Пат. 78953 Україна. МПК В 61 Н 13/00. Гальмова важільна передача візка

- транспортного засобу / Блохін Є. П., Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2012 09819, Заявл. 14.08.2012; Опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. – 3 с.
15. Пат. 78951. Україна. МПК (2013.01) В 61 Н 13/00. Гальмова важільна передача візка транспортного засобу / Блохін Є. П., Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2012 09809, заявл. 14.08.2012; опубл. 10.04.2013, Бюл. 7. – 3 с.
16. Пат. 78952 Україна. МПК (2013.01) В 61 F 5/00, В 61 F 5/12 (2006.01), F 16 F 7/08 (2006.01). Фрикційний клиновий гаситель коливань екіпажного візка транспортного засобу / Гаркаві Н. Я., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2012 09812, Заявл. 14.08.2012; Опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. – 4 с.
17. Пат. 106264 Україна. МПК (2013.01) В 61 Н 13/00 № а 2012 09800. Гальмова важільна передача візка транспортного засобу / Блохін Є. П., Мямлін С. В., Панасенко В. Я., Клименко І. В.; заявник і патентовласник Дніпропетровський нац. ун-т залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – № у 2012 09800, заявл. 14.08.2012; опубл. 11.08.2014, Бюл. 15. – 3 с.

## АНОТАЦІЯ

Клименко І. В. Розвиток теоретичних основ і методів оцінки й підвищення безпеки руху рухомого складу залізниць – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – Рухомий склад залізниць і тяга поїздів. - Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпропетровськ, 2015 р.

Дисертаційна робота присвячена проблемі безпеки руху рухомого складу залізниць через удосконалювання конструкцій рейкових екіпажів.

Встановлено, що між зоною безпеки та зоною сходу розташована зона рівноваги (застою), в якій максимальне значення сили тертя перевищує величину суми проєкцій активних сил на твірну. Одержано умову безпеки від сходу колісної пари з рейок у тому випадку, коли вона розглядається як єдине тверде тіло й ураховуються сили, прикладені до неї з боку рами візка.

Графічне уявлення критерія Надаля, одержане в роботі, дає можливість пояснити причину відсутності сходу з рейок рухомого складу, коли зазначений критерій не виконується.

Для оцінки ступеня безпеки колісних пар проти сходу з рейок одержано коефіцієнт запасу стійкості проти сходу як відношення сил, що діють уздовж по напрямній конічній частині профілю колеса, а не по відношенню вертикальної сили, яка прагне опустити колесо, до горизонтальної, яка перешкоджає цьому (або прагне викликати схід).

Представлені структурні схеми й дані рекомендації з удосконалення конструкцій рейкових екіпажів.

Для контролю сили тертя й моменту сили опору повороту візка відносно кузова представлені ескізні проекти трьох варіантів стендів з наданням можливості виявлення сили тертя в ковзунах і визначення величини сили тертя й моменту цієї сили при вилянні візка щодо кузова.

*Ключові слова:* безпека, схід колеса, рухомий склад, умова безпеки, критерій безпеки, коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок, зношування, структурні схеми.

## АННОТАЦИЯ

Клименко И. В. Развитие теоретических основ и методов оценки и повышения безопасности движения подвижного состава железных дорог – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.07 – Подвижной состав и тяга поездов. – Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Днепропетровск, 2015 г.

Диссертационная работа посвящена проблеме безопасности движения подвижного состава железных дорог за счет совершенствования конструкций рельсовых экипажей.

Установлено, что между зоной безопасности и зоной схода существует зона равновесия (застоя), в котором максимальное значение силы трения превышает величину суммы проекций активных сил на образующую.

С помощью принципа возможных перемещений получено условие безопасности от схода колесной пары с рельсов в том случае, когда она рассматривается как единое твердое тело и учитываются силы, приложенные к ней со стороны рамы тележки. При этом коэффициенты, которые входят в условия безопасности от схода, зависят от угла наклона поверхности катания к горизонтали ненабегающего колеса от горизонтального поперечного расстояния между мгновенным центром скоростей и вертикалью, которая проходит через точку контакта ненабегающего колеса и рельсы и от высоты приложения к колесной паре рамной силы.

Показано, что условие безопасности от схода колесной пары с рельсов зависит от высоты точки приложения рамной силы, а эта зависимость связана с двойственным характером действия рамной силы в процессе скольжения гребня набегающего колеса относительно рельсы.

В диссертации дано графическое представление критерия Надаля, что дает возможность объяснить причину отсутствия схода с рельсов подвижного состава, когда указанный критерий не выполняется.

Для оценки степени безопасности колесных пар против схода с рельсов получен коэффициент запаса стойкости против схода как отношения сил, которые действуют вдоль направляющей конической части профиля колеса, а не по отношению вертикальной силы, которая стремится опустить колесо, к горизонтальной, которая препятствует этому (или хочет вызвать сход). Полученный коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов предъявляет более жесткие требования к оценке безопасности от схода с рельсов колесной пары.

Показано, что критерии безопасности от схода колеса с рельсов, в которых используется или боковая, или направляющая сила, эквивалентные.

Из эквивалентности выражений критерия безопасности можно сказать, что для оценки безопасности движения подвижного состава от схода колеса с рельсов равнозначно применение и того, и другого выражения. Выбор одного из этих выражений для оценки безопасности от схода подвижного состава с рельсов можно оценивать равнозначно по каждому из них, и выбор того или другого определяется удобством его использования.

Анализ возможностей применения указанных критериев в практике расчетов и экспериментов показал, что преимущества относительно этого имеет критерий по боковой силе.

Представленные структурные схемы и даны рекомендации по совершенствованию конструкций рельсовых экипажей. В частности, на примере

электровоза ДСЗ, типовой тележки модели 18-100 и тележки ЗК 1-Е полувагона (производства КНР) показано, что рациональные механизмы в процессе эксплуатации характеризуются низким износом поверхности катания колес, меньшим числом заклиниваний деталей, стабильностью работы, более высоким уровнем безопасности движения (тележка ЗК1-Е), по сравнению с механизмами, которые имеют избыточные связи (тяговое оборудование и тормозная рычажная передача электровоза ДСЗ и тормозная рычажная передача тележки грузового вагона модели 18-100 имеют 31 и 16 избыточных связей соответственно)).

Даны рекомендации по усовершенствованию упруго-фрикционных скользунов тележки грузового вагона, тормозной рычажной передачи, фрикционного клинового гасителя колебаний.

Для контроля силы трения и момента силы сопротивления повороту тележки относительно кузова представлены эскизные проекты трех вариантов стендов с предоставления возможности выявления силы трения в скользунах и определения величины силы трения и момента этой силы при вращении тележки относительно кузова.

## ABSTRACT

Klimenko I. V. Development of theoretical principals and evaluation methods and increasing of movement safety of the rolling stock.

The dissertation theses for the scientific degree of Doctor of Technical Science in Speciality 05.22.07 – The Rolling Stock and Trains Tractive Power. – Dniepropetrovsk National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan.

This thesis is dedicated to the railway rolling stock safety by improvement of railway underframe constructions.

Criteria of safety from wheel pair run of the rails was obtained. In this case the wheel pair is considered as a single whole and the forces applied from boogie frame are taken into consideration. The double effect of frame force action on the wheel pair is determined. This action takes place during the ridge vertical slipping relatively the rail head. The behaviour of the wheel pair possible movement during the running on wheel ridge slipping relatively the rail was determined.

It is proposed to determine the level of safety from run of the rail as the relation of projections on the force generating which causes the ridge slipping down ward to the forces preventing this movement. This statement, as the author is more precise than the relation of vertical and horizontal cross forces acting on the wheel.

The graph presentation of Nadal criteria is given which helps to explain the absence of run of the rails when this criteria is not fulfilled.

It is shown that safety criteria from the run of the rails where the side or guide force is used are equivalent.

Based on the analysis of the structure schemes the recommendations how to improve the elements connections of the rolling stock are formulated for electric locomotive DC3 and the typical boogie model 18-100 of the cargo car.



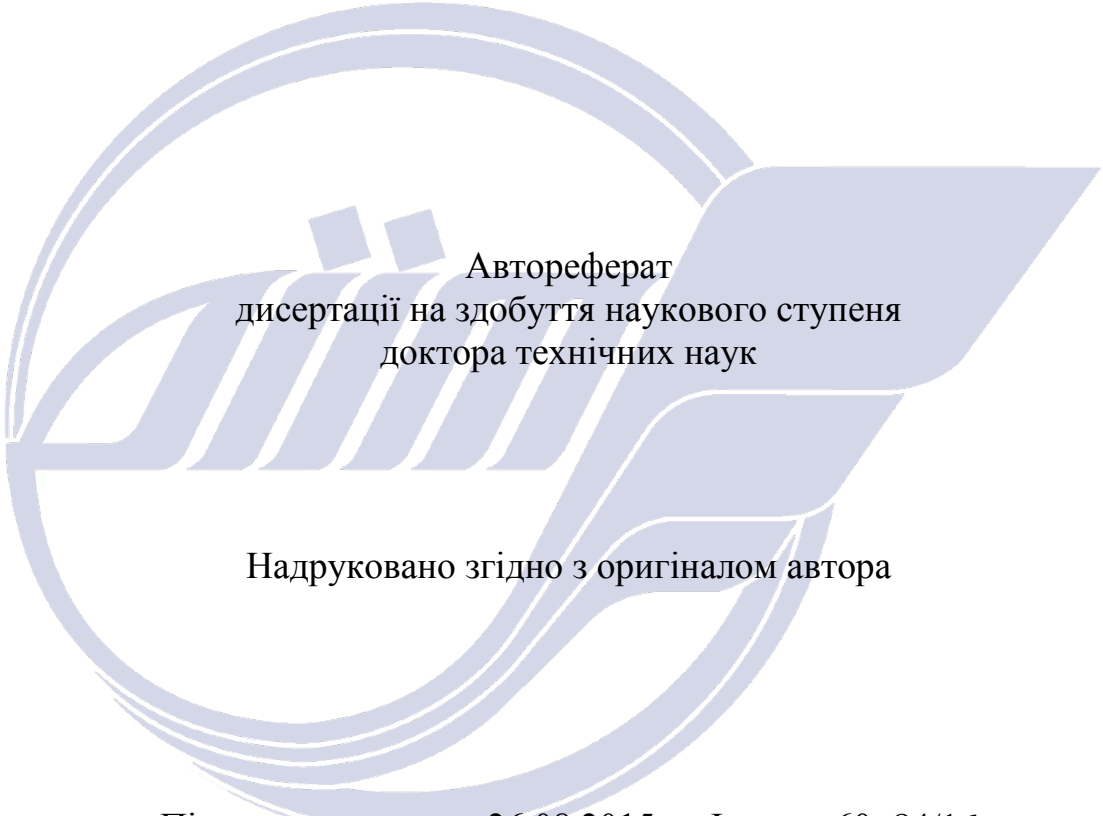
To control friction force and moment of the resistance force to the boogie turn relatively the car body the sketch projects of stands are presented which give the possibility to determine both the frictional force in slides and the frictional force and it's moment during the boogie wobble relatively the body in plan.

*Key words:* safety, run of the rails, rolling stock, the safety condition, criteria of safety, coefficient of stability margin from run of the rails, wear, sketch schemes.



КЛИМЕНКО ІРИНА ВОЛОДИМИРІВНА

РОЗВИТОК ТЕОРЕТИЧНИХ ОСНОВ І МЕТОДІВ ОЦІНКИ Й ПІДВИЩЕННЯ  
БЕЗПЕКИ РУХУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ



Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

Підписано до друку 26.08.2015 р. Формат 60×84/16  
Папір для множних апаратів. Умовн. друк. арк. 1,88. Обл. вид. арк. 1,90.  
Замовлення № \_\_\_\_\_  
Тираж 120 прим.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного  
транспорту імені академіка В. Лазаряна

Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК № 1315 від 31.03.2003.  
Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії  
49010, Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.