

Державне Агентство України
з управління державними корпоративними правами та майном
Державне підприємство
“Український науково-дослідний інститут вагобудування”

Збірник наукових праць

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Випуск 6

Кременчук 2012

УДК 656:62

Збірник наукових праць "Рейковий рухомий склад"/Державне підприємство "Український науково-дослідний інститут вагонобудування" Державного Агентства України з управління державними корпоративними правами та майном. - Вип.6. - Кременчук: Вид-во ДП "УкрНДІВ", 2012. - 92 с.

Збірник містить статті, присвячені теоретичним, методологічним та прикладним проблемам галузі залізничного транспорту. У статтях збірника розглядаються питання щодо конструкцій рухомого складу залізниць, технології та організації транспортних процесів, математичного моделювання об'єктів залізничного транспорту, екологічної безпеки на транспорті, економіки транспортного машинобудування.

Для науковців, дослідників, конструкторів та інженерно-технічних працівників транспорту та зв'язку.

ISSN 2304-6309

Редакційна колегія:

Донченко А.В., кандидат технічних наук, ст. науковий співробітник, академік Транспортної Академії України та Міжнародної академії наук житлово-комунального господарства (головний редактор);

Кельрих М.Б., доктор техн. наук, професор, академік Транспортної Академії України;

Водяніков Ю.Я., кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник;

Олецак В.С., кандидат технічних наук;

Речкалов С.Д., кандидат технічних наук;

Сафронов О.М., кандидат технічних наук;

Хозя П.О., кандидат технічних наук;

Ольгард Л.Ш.;

Ільчишин В.В.;

Троцький М.В.;

Бокач М.В., відповідальний секретар;

Донченко Д.А., відповідальний редактор, комп'ютерна верстка.

Збірник наукових праць зареєстрований в Державній реєстраційній службі України
Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації
серії КВ № 19098-7888Р, дата реєстрації 08.06.2012 р.

Статті збірника рецензували члени Редакційної колегії та Експертної комісії по розгляду результатів інтелектуальної і творчої діяльності ДП "УкрНДІВ".
Друкуються мовою оригінала.

Рекомендовано до друку Редакційною колегією (протокол №4 від 16.06.2012р.) та Науково-технічною нарадою ДП "УкрНДІВ" (протокол № 4 від 16.06.2012 р.).

Засновник і видавець - Державне підприємство "Український науково-дослідний інститут вагонобудування".

E-mail: office@ukrndiv.com.ua
www.ukrndiv.com.ua

Зміст

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

<i>А.В. Донченко</i> Формування політики і стратегії ДП „УкрНДІВ” щодо управління в галузі якості	4
<i>А.В. Донченко, І.В. Гладких</i> Сучасна ситуація у залізничній галузі України та залізнична промисловість світу.....	8
<i>А.А. Сулим, С.Д. Сычев, А.А. Мельник, В.В. Федоров</i> К вопросу расчета тяговых и динамических характеристик поезда метро с асинхронным электроприводом производства ПАО «КВСЗ».....	11
<i>Д.А. Донченко</i> Видавнича діяльність та її вплив на функціональну стратегію виробництва.....	17
<i>А.А. Сулим, С.Д. Сычев, В.Р. Распопин, А.А. Мельник, В.В. Федоров</i> Разработка алгоритма для расчета пусковой силы тяги поезда метрополитена.....	20
<i>А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько</i> Повышение технико-экономических показателей вагонов метро типа "ЕжЗ"/"Ем508Т" путем комплексной модернизации.....	24
<i>А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько</i> Анализ поврежденных рам тележек вагонов метрополитена.....	29
<i>Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Е.Г. Макеева</i> Выбор характеристик клещевых механизмов для высокоскоростных пассажирских вагонов.....	33
<i>Ю.Я. Водяников, А.В. Гречко, С.В. Кукин, Д.А. Донченко</i> Сравнительный анализ методов расчета тормозного пути пассажирского вагона с дисковым тормозом.....	50
<i>Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, А.Е. Нищенко, К.Л. Жихарцев</i> Определение расхода воздуха из пневморессор при экстренном торможении пассажирского вагона с пневмоподвешиванием.....	57
<i>Ю.Я. Водяников, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко</i> Сравнительный анализ расчетных и фактических сил нажатия накладок на диски при торможении пассажирского вагона.....	64
<i>А.В. Донченко, Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко</i> Дослідження сил натиснень гальмівних колодок в процесі гальмування вантажного вагона	72
<i>В.Н. Горпинченко, А.Н. Стринжа, В.А. Худиенко, А.А. Бородай</i> Исследования прочности крышек люков полувагонов.....	80

УДК 658.115.562

А.В. Донченко

ФОРМУВАННЯ ПОЛІТИКИ І СТРАТЕГІЇ ДП „УКРНДІВ” ЩОДО УПРАВЛІННЯ В ГАЛУЗІ ЯКОСТІ

В статті наведені мета, головні завдання, політика та шляхи подальшого удосконалення управління організацією, подальший розвиток організації та управління системою якості.

Останнім часом питанням розробки і ефективного використання систем управління якістю вітчизняні ЗМІ приділяють достатньо багато уваги. Перш за все це пов'язано з необхідністю виконання умов світових стандартів (в основному ДСТУ ISO 9000:2007) по організації випуску продукції та наданні послуг підприємствам України. Відповідно до досягнення цієї головної мети будується політика і стратегія у цій галузі Державного підприємства „Український науково-дослідний інститут вагонобудування” (далі ДП „УкрНДІВ”).

Головною метою системи є підвищення споживчих властивостей науково-дослідних робіт та послуг при одночасному зниженні експлуатаційних витрат в галузі виробництва рухомого залізничного транспорту та колійної техніки, які використовуються в магістральному, промисловому, регіональному та міському залізничному господарстві.

Головним завданням ДП „УкрНДІВ” з однієї сторони є одержання максимально можливого прибутку, а з іншої сторони як найбільш тісної і плідної роботи зі споживачами, які на пряму заінтересовані в одержанні відомостей і результатів найновітніших досягнень в наукових та виробничих розробках. При цьому основний ефект роботи інституту заключається у вирішенні ключових завдань щодо створення якісної та надійної техніки для залізничного господарства усіх секторів економіки України. Це досягається за рахунок встановлення за результатами науково-дослідних та експерименталь-нодослідних робіт (НДР та ЄДР) вимог щодо безпеки руху, зниження витрат на створення та експлуатацію нової техніки, одержання максимального прибутку від нової техніки в експлуатації.

Політика ДП „УкрНДІВ” спрямована на досягнення тих завдань, які ставляться перед суспільством через Укази Президента, Постанови Уряду, накази Державного Агентства України з управління державними корпоративними правами та майном та завдань, які ставлять перед собою організації і підприємства галузі щодо задоволення потреб економіки нашої держави, її розвитку та процвітання.

Подальше удосконалення управління організацією впроваджується через визначення своєї місії та бачення свого місця у народногосподарському комплексі держави через стратегію, орієнтовану на всі перераховані вище сторони, що враховує потреби галузі, ринку, на якому ми працюємо, та на задоволення потреб співробітників інституту, як в матеріальному, так і в моральному напрямках.

Прийнята в ДП „УкрНДІВ” політика розробляється і реалізовується з врахуванням короткотермінової та довготермінової стратегії розвитку.

© *А.В. Донченко, 2012*

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Політика і стратегія розвитку підприємства включають:

- збір і аналіз інформації для визначення тенденцій розвитку галузі, ринку і ринкових сегментів на теперішній час та перспективу 5, 10, 30 та 50 років;
- визначення та розуміння потреб світового ринку, очікувань наявних та майбутніх партнерів по бізнесу, співпраці в науковій сфері усіх сторін зацікавлених в роботі за нашим напрямком діяльності суспільства, включаючи персонал, що зайнятий проблемами створення та впровадження нової залізничної техніки;
- досягнення нового рівня якості та надійності залізничної техніки, її конкурентоспроможності у відповідності з останніми директивами європейського фонду управління якістю, національними, міждержавними, європейськими та міжнародними стандартами.

Розробка політики і стратегії системи якості ДП „УкрНДІВ” базується на науково обґрунтованому аналізі результатів внутрішньої та зовнішньої господарської та фінансової діяльності, у тому числі підвищенні кваліфікаційного рівня співробітників шляхом навчання в інститутах з метою одержання другої вищої освіти, в магістратурах та аспірантурах, на різного роду курсах та семінарах, незважаючи на деякі перешкоди окремих державних органів. При проведенні політики і стратегії керівництвом інституту, її активом, усіма співробітниками проводяться роботи щодо підняття нашого іміджу. Велика увага приділяється питанням тенденцій розвитку соціальних, правових, екологічних, економічних та питанням безпеки на залізничному транспорті, підвищенню комфорту останнього та конкурентоспроможності.

Необхідно зауважити, що в ДП „УкрНДІВ” впроваджені механізми постійного перегляду та актуалізації політики і стратегії розвитку підприємства, який безпосередньо пов'язаний з роботами щодо постійного удосконалення робіт в галузі управління якістю на усіх ступеневих рівнях структури підприємства. Ця робота проводиться з врахуванням коротко - та довгострокових потреб і очікувань усіх зацікавлених сторін і партнерів. Підприємство плідно працює з УкрСЕПРО та НААУ. На базі ДП „УкрНДІВ” створена та працює секція НААУ „Залізничний транспорт”, а директор персонально керує цією секцією. ДП „УкрНДІВ” співпрацює з провідними національними та міжнародними науково-дослідними і науково-педагогічними закладами, відомими вітчизняними та зарубіжними фірмами, підприємствами та організаціями.

В ДП „УкрНДІВ” існує 3 категорії лідерів на різних рівнях управління організацією. Лідери вищої ланки формують стратегію підприємства, визначають політику і цілі, ініціюють створення та поширення корпоративної культури і системи цінностей на всіх рівнях в організації. До цієї ланки входять директор, заступник директора з наукової роботи, головний інженер, керівник органу з сертифікації продукції та керівник випробувального центру залізничної техніки. Лідери середньої ланки - завідувачі відділами, лабораторіями, групами. Вони втілюють у життя концепції, розроблені вищим керівництвом, беруть участь на місцях в удосконаленні робіт в галузі, заохоченні персоналу, поліпшенні умов праці у своїх колективах та в ДП „УкрНДІВ” в цілому.

Спеціалісти та науковці вищої кваліфікації є неформальними лідерами – їм делегуються повноваження по залученню усього персоналу до процесів колективного управління.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Велика увага вищим і середнім керівництвом приділяється процесам розповсюдження політики і стратегії по ключовим питанням діяльності і життю колективу. Усі рішення і діяльність керівництва є відкритими та прозорими для усіх співробітників ДП „УкрНДІВ”.

Прийнята в ДП „УкрНДІВ” політика дозволила збільшити на протязі 2000 – 2012 років чисельність у 3,35 рази. Обсяги виробництва при цьому зросли у 38,5 рази, що дозволило значно зміцнити матеріально-технічну базу інституту. Постійно підвищується науковий та технічний рівень персоналу. Тільки у 2012 році кількість кандидатів наук збільшилася на 2 чол., 4 чол. у поточному році навчається в аспірантурі, постійно росте заробітна плата співробітників. Останні три роки колектив інституту завойовує призові місця в Україні в конкурсі „Кращий колективний договір”. У 2002 році інститут був нагороджений дипломом учасника 7-го Українського національного конкурсу з якості, а в листопаді 2005 року інститут одержує сертифікат визнання досконалості в Україні, у 2010 р. "Краще підприємство року".

Значно розширилась географія діяльності ДП „УкрНДІВ”. Сьогодні інститут співпрацює з понад 110 вітчизняними організаціями та підприємствами, а також тісно співпрацює з Регістром РФ на залізничному транспорті, з ВАТ РЗ („РЖД”). Цілий комплекс робіт проводиться інститутом для ряду провідних фірм США, які виробляють рухомий склад та його складові, окрім цього інститут на договірній основі працює з фірмами Молдови, Німеччини, Польщі, Італії, Ірану, Чехії, Франції, Швейцарії та іншими провідними фірмами закордонних держав. У 2005 році в інституті впроваджена система управління якістю, яка відповідає вимогам ДСТУ ISO 9001 – 2001, ця ж система впроваджені в Органі з сертифікації продукції та у випробувальному центрі. На базі інституту працює Технічний комітет з стандартизації (ТК- 83), головна організація по стандартизації (ГОС 57), БОМС, Міждержавний підкомітет МПК-9 "Гальмівні системи". Підприємство є членом асоціацій „Укрвідтранс”, УАЯ, „АСТО”, „Клубу лідерів якості”, ОПЖТ та інше.

До головних завдань сьогодення ДП „УкрНДІВ” належать:

- теоретичні та експериментальні дослідження по створенню та освоєнню виробництва нових і модернізованих об’єктів залізничного рухомого складу для залізниць, промислового транспорту та міського господарства;
- науково-дослідні роботи з стандартизації, сертифікації та метрології, в тому числі гармонізованих з міжнародними та європейськими;
- участь у розробці Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки, роботи по реалізації завдань Державної програми розвитку машинобудування на 2006-2011 роки, Державної програми розвитку міського електротранспорту на 2007 – 2015 роки, розробці Закону України „Про метрополітени”;
- атестація лабораторії неруйнівних методів контролю у системі Держгіпронагляду;
- дотримання ОС вимог ДСТУ EN 45011 та ДСТУ 3411 стосовно сертифікації продукції, а також підтримки системи управління якістю ОС і постійного поліпшення її результативності згідно вимог з ДСТУ ISO 9001-2001 та інше.

На майбутнє планується не тільки збереження існуючого ринку, а й розширення за рахунок нових видів діяльності. В планах розвитку інституту значна увага приділяється розширенню наукових досліджень, науково-технічних послуг для машино-

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Ще більш вагомими могли б бути результати колективу при підтримці держави щодо будівництва сучасної експериментальної бази, на спорудження якої необхідні капітальні вкладення у розмірі 600 млн. грн. – на сьогодні ж інститут працює у наполовину аварійному приміщенні, що споруджене ще у 1917 році.

Питання якості є пріоритетним у кожному підрозділі колективу і для всіх категорій персоналу – від керівника до рядового співробітника.

Якість роботи – це база для економічної стабільності підприємства, галузі та народного господарства України в цілому і якість буде по справжньому високою, коли за результатами діяльності покращиться життя людей, які працюють і живуть поряд, користуючись рухомим складом та експлуатуючи його.

УДК 656.2 : 001.891.34

А.В. Донченко, І.В. Гладких

СУЧАСНА СИТУАЦІЯ У ЗАЛІЗНИЧНІЙ ГАЛУЗІ УКРАЇНИ ТА ЗАЛІЗНИЧНА ПРОМИСЛОВІСТЬ СВІТУ

Проведено збір і аналіз інформаційних матеріалів, які відображають сучасний стан і тенденції розвитку залізничного транспорту світу.

Залізничний транспорт є становим хребтом транспортної системи України. Його ефективне функціонування є необхідною умовою стабілізації, піднесення та структурних перетворень економіки, розвитку зовнішньоекономічної діяльності, підвищення життєвого рівня населення та забезпечення національної безпеки країни. Залізниці України мають достатньо потужний виробничий апарат.

Залізничний транспорт у силу своєї надійності, регулярності, можливості перевезення вантажів і пасажирів незалежно від часу року і погодних умов, малого ступеня впливу на навколишнє середовище (у порівнянні з іншими видами транспорту), невеликої енергоємності перевізної роботи (споживання енергії на залізничному транспорті в 6 разів менше, ніж в авіації, і в 3 рази менше, ніж на автотранспорті) широко використовується як у внутрішніх, так і в міжнародних зв'язках.

Підгалузь є однією з найважливіших складових частин, що забезпечує життєдіяльність багатогалузевої економіки України. Протягом всього періоду проведення в країні економічних перетворень залізниці для більшості населення є практично єдиними надійними транспортними комунікаціями.

Навіть при тому, що в Україні знизилась економічна активність, обсяги вантажних і пасажирських перевезень все ще перевищують обсяги перевезень більшості країн Європи. Вітчизняну інтенсивність руху можна порівняти з інтенсивністю на американських залізницях, вона набагато перевищує інтенсивність руху в Європі.

Але при цьому фізична зношеність основних фондів залізничної галузі [1, 2] становить понад 80%, у т.ч. електровози – 90%, вантажні магістральні тепловози – 99%, вагони інвентарного парку – 86%, з них піввагони – 88%.

Тобто значна частина рухомого складу експлуатується за межами встановленого нормативного терміну служби. Зокрема, піввагони – 46% (наявний стан 58044 од., із нього із закінченим нормативним терміном експлуатується 27000 піввагонів, у 2012 році ще закінчується нормативний термін експлуатації – 11000 піввагонів) вантажні електровози – 75%, магістральні тепловози – 91%.

Протягом наступних 4 років ситуація буде ускладнюватися, зокрема, до 2015 року 94% балансового наявності піввагонів, – найбільш затребуваного вантажного рухомого складу, – підлягає капітально-відновлювальному ремонту або списанню.

© А.В. Донченко, І.В. Гладких, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

З метою оновлення існуючого парку вагонів Укрзалізницею та Міністерством інфраструктури прийнято рішення про передачу парку вагонів державним вагонним компаніям, які створені на базі існуючих вагоноремонтних підприємств Укрзалізниці, з балансу залізниць і подальшу їх експлуатацію на умовах власного рухомого складу. Наскільки ефективні кроки сьогоднішніх реформ покаже майбутнє. Але все рівно сьогодні необхідне більш ефективне управління парком вантажних вагонів для зміцнення конкурентних позицій залізниць України на внутрішньому і зовнішніх ринках залізничних перевезень, які сьогодні знижуються, і в свою чергу це дасть змогу оновити вантажний рухомий склад Укрзалізниці.

Також необхідна заміна пасажирського парку вагонів, оскільки зношеність пасажирського рухомого складу [3] становить 85,6%.

Створення та подальший розвиток вітчизняної галузі пасажирського вагонобудування повинно стати невід'ємною частиною Програми економічних реформ на 2010 - 2014 роки «Заможне суспільство, конкурентоспроможна економіка, ефективна держава».

Створення системи швидкісного залізничного транспорту України є об'єктивною необхідністю для вирішення комплексу соціальних, економічних і екологічних проблем.

Зі збільшенням швидкості руху поїздів, комфортності, залізничний транспорт стає основним засобом для сполучення між населеними пунктами України та з виходом на європейську мережу й країни СНД. Швидкісний рух забезпечує виконання зростаючих обсягів пасажирських перевезень на залізничному транспорті, скорочення часу знаходження пасажирів у дорозі, зменшення потреби в рухомому складі.

Перспективними напрямками для підприємств України залишаються тенденції розвитку інвестиційної діяльності в галузі транспортного машинобудування з використанням досвіду провідних фірм та країн світу.

А також інтеграція залізничного комплексу України в транспортну мережу Центральної та Західної Європи, який відповідатиме світовим стандартам.

У сучасному світі залізнична галузь не може стійко розвиватися без міжнародних контактів, обміну досвідом і знаннями, залученням передових технологій і технічних рішень з усього світу. На наших очах відбуваються фундаментальні зміни на Російських залізницях - ми бачимо сучасні потяги, тривають структурні реформи, в залізничну промисловість приходять нові технології, найбільші компанії-виробники залізничної техніки вже здійснюють локалізацію виробництва в Росії [4].

Якщо звернути увагу на тенденції розвитку рухомого складу країн ЄС[5], то протягом 20 останніх років залізничну промисловість представляли три гіганти - компанії Alstom, Bombardier і Siemens, добре відомі на залізницях і мережах міського рейкового транспорту.

З недавнього часу безроздільному пануванню цих компаній в сфері поставок рухомого складу стали погрожувати й інші компанії, такі, наприклад, як Vossloh і Stadler (Швейцарія), а також компанії з Японії, які раніше працювали в основному на внутрішньому ринку, а тепер активізувалися і на міжнародному.

У число найбільших постачальників рухомого складу в перспективі увійде компанія Voith Turbo (Німеччина). Компанія спеціалізувалася до недавнього часу на виробництві гідравлічних передач, автозчеплення та інших складових рухомого складу, ця компанія з 2006 р. приступила до розширення гами своєї продукції, пропонує клієнтам силові агрегати для тепловозів і дизель-поїздів.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Слід зазначити, що компанія CAF (Іспанія) слідкує аналогічною схемою, почавши за традицією з Іспанії, де вона має вісім заводів, на трьох з яких будуються потяги метрополітену, компанія в 1996 р. почала боротьбу на світовому ринку.

До зазначених вище гравців на ринку рухомого складу слід додати дует американських компаній General Electric (GE) і Electro Motive Diesel (EMD), на які припадає лівова частка поставок тепловозів на залізниці Америки. Можна очікувати, що обидві компанії зі США, спираючись на перші успіхи, продовжать своє проникнення на залізниці в континентальній Європі. Компанія Hitachi (Японія) успішно вступила на європейський ринок. Інші представники залізничної промисловості Японії, такі, як компанії Tokyu, Kawasaki і Kinki Sharyo, конкурентоспроможні, головним чином, в США.

На найближчу перспективу прогнозується зростання ринку на 2% в рік завдяки головним чином Азії, де залізничний транспорт ще слабо розвинений при величезних в ньому потребах. Розумно задати питання про можливості компаній-виробників прийняти цей виклик.

Одночасно з цим ми все гостріше почали відчувати просування компаній з Китаю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Аналіз стану світових тенденцій і перспектив розвитку галузі з науково-технічного напрямку „Рейковий рухомий склад залізниць та міського господарства” (наказ Держпромполітики від 30.08.2000 р, № 240) // Звіт / ДП «УкрНДІВ», - науковий кер. теми Донченко А.В., - Кременчук. – 2010 р.- ч.1.-301с.
2. http://uz.gov.ua/press_center/up_to_date_topic/283048/
3. http://uz.gov.ua/index.php?f=Doc.View&p=news_6768.0.news&lng=uk
4. Будущее приближается. - Железные дороги мира. -2011.-№2.- 80с.
5. Железнодорожная промышленность мира в начале XXI века.- Железные дороги мира.-2011. №3.- 80с.

УДК 629.431/. 432.016.1 : 001.891.5

А.А. Сулим, С.Д. Сычев, А.А. Мельник, В.В. Федоров

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТЯГОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЕЗДА МЕТРО С АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ПРОИЗВОДСТВА ПАО «КВСЗ»

В статье рассмотрены теоретические исследования тяговых и динамических характеристик пятивагонного поезда метро производства ПАО «КВСЗ» при использовании безмоторных вагонов.

Стратегической целью государственной политики Украины в развитии городского электрического транспорта является создание конкурентоспособного рельсового электроподвижного состава для удовлетворения постоянно возрастающих потребностей населения города в качественных и надежных перевозках [1]. Основными проблемами при эксплуатации отечественного городского электротранспорта, к которому относится метрополитен, являются высокие затраты электроэнергии на тягу и большая изношенность подвижного состава. В рамках развития данной программы специалистами ПАО «КВСЗ» впервые в Украине был разработан и создан опытный образец трехвагонного поезда метро с электроприводом переменного тока, в котором использованы тяговые асинхронные двигатели (ТАД), преобразователи частоты (ПЧ) и микропроцессорное управление составом с возможностью рекуперации энергии в контактную сеть при торможении. С целью постановки на серийное производство поезд подвергался различным видам испытаний, в том числе и тягово-энергетическим.

По результатам тягово-энергетических испытаний, проведенных при непосредственном участии авторов, установлено, что максимальная пусковая сила тяги для данного поезда в порожнем режиме составляет около 160 кН, при максимальной загрузке – 200 кН. По полученной экспериментальным путем характеристике выполнены расчеты для пятивагонного поезда метро с каждой обмоточной осью. С учетом программного ограничения максимальная пусковая сила тяги пятивагонного поезда метро при максимальной загрузке составляет 333 кН. Согласно технической документации на тяговый двигатель [2] существует запас по моменту, следовательно, можно программно увеличить максимальную пусковую силу тяги на двигатель исходя из условий сцепления колеса с рельсом или нагрева тяговых двигателей. Сохранение тяговых свойств и динамики разгона поезда за счет уменьшения количества тяговых двигателей и инверторов является важной и актуальной задачей, поскольку позволит уменьшить массу и стоимость поезда, а также обеспечит более рациональное использование тяговой мощности двигателей.

Цель работы. Теоретические исследования тяговых и динамических характеристик пятивагонного поезда метро с асинхронным электроприводом производства ПАО «КВСЗ» при использовании безмоторных вагонов.

© А.А. Сулим, С.Д. Сычев, А.А. Мельник, В.В. Федоров, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Параметры ТАД, устанавливаемых на вагоны метрополитена производства ПАО «КВСЗ»: $P_n = 180$ кВт; $U_n = 500$ В; $I_n = 257$ А; $n_n = 1854$ об/мин; $f_n = 63$ Гц; $M_n = 2,04$ кН·м; $D=0,755$ м; $\eta_{ред} = 0,98$; $\mu = 5,33$ (P_n – номинальная мощность тягового двигателя; U_n – номинальное напряжение на тяговом двигателе; I_n – номинальный ток тягового двигателя; n_n – номинальная частота вращения тягового двигателя; f_n – номинальная частота питающего напряжения; M_n – максимальный пусковой момент тягового двигателя; D – диаметр колеса; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора; μ – передаточное число редуктора) [2].

Максимальная пусковая сила тяги двигателя с учетом КПД редуктора определяется по формуле:

$$F_{nmax} = \frac{2 \cdot M_n \cdot \mu \cdot \eta_{ред}}{D} = \frac{2 \cdot 2040 \cdot 5,33 \cdot 0,98}{0,785} = 27,15 \text{ кН}. \quad (1)$$

Таким образом, при использовании данного двигателя существует возможность увеличения максимальной пусковой силы тяги до 27,15 кН на двигатель и, соответственно, на трехвагонный поезд до 326 кН, на пятивагонный – до 543 кН (все вагоны поезда моторные). Однако необходимо также учитывать, что при выборе ограничения пусковой силы тяги двигателя должны выполняться условия сцепления колеса с рельсом.

Ниже приведен расчет силы тяги для обеспечения заданной динамики движения пятивагонного поезда метро при использовании в его составе безмоторного промежуточного вагона. Массы вагонов и поезда метро комплектности 4М + 1П (четыре моторных и один безмоторный вагон) при различных загрузках поезда представлены в табл. 1.

Таблица 1. Массы вагонов и поезда метро комплектности 4М + 1П

	Мг вагон (моторный головной вагон)	Мп вагон (моторный промежут. вагон)	Пп вагон (безмоторный промежут. вагон)	Мп вагон	Мг вагон	Поезд
Масса порожнего поезда, т	32,8	31,7	28	31,7	32,8	157
Масса поезда при номинальной загрузке (5 чел./м ²), т	44,1	43,8	41,1	43,8	44,1	216,9
Масса поезда при максимальной загрузке (10 чел./м ²), т	55,7	55,6	51,9	55,6	55,7	274,5

По заданным значениям массы поезда в порожнем режиме, при номинальной и максимальной загрузке выполним расчет максимального значения ограничивающей силы тяги по сцеплению:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

будівної та транспортних галузей.

$$F_{\text{пмак}} \leq 1000 \cdot G_{\text{сц}} \cdot \psi, \quad (2)$$

где $F_{\text{пмак}}$ – максимальная ограничивающая сила тяги по сцеплению, кН;
 $G_{\text{сц}}$ – сила тяжести (сцепной вес), которая приходится на обмоторенную ось, кН;
 ψ – расчетное значение коэффициента сцепления.

Расчетное значение коэффициента сцепления ψ для поезда метро выбирается из правил тяговых расчетов (ПТР) и составляет 0,2 – 0,22 [3-5]. Максимальная ограничивающая сила тяги по сцеплению для пятивагонного состава с безмоторным прицепным вагоном определяется по формуле (2):

- в порожнем режиме:

$$F_{\text{пмак}} = 1000 \cdot 129 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 278,41 \text{ кН} / 16 = 17,4 \text{ кН/двигатель}; \quad (3)$$

- в режиме с номинальной загрузкой (5 чел./м²):

$$F_{\text{пмак}} = 1000 \cdot 175,8 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 379,41 \text{ кН} / 16 = 23,71 \text{ кН/двигатель}; \quad (4)$$

- в режиме с максимальной загрузкой (10 чел./м²):

$$F_{\text{пмак}} = 1000 \cdot 222,6 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 480,42 \text{ кН} / 16 = 30,03 \text{ кН/двигатель}. \quad (5)$$

Кроме того, выбранная сила тяги из условий (1) и (2) должна обеспечить нормативное значение ускорения, равное не менее 1,2 м/с² при номинальной загрузке поезда [6]. Определение необходимого значения пусковой силы тяги для обеспечения нормативного значения ускорения при номинальной загрузке выполняем по формуле:

$$F_{\text{пмак}} \geq m \cdot (1 + \gamma) \cdot a_n + W = 216,9 \cdot 1,1 \cdot 1,2 + 4,48 = 291 \text{ кН}. \quad (6)$$

где m – масса поезда метро, т;

$(1 + \gamma) = 1,1$ – коэффициент инерции вращающихся масс для порожнего состояния и при номинальной загрузке поезда;

$(1 + \gamma) = 1,055$ – коэффициент инерции вращающихся масс при максимальной загрузке поезда;

a_n – среднее ускорение поезда во время разгона, м/с²;

W – основное сопротивление движению поезда метро, кН.

Основное сопротивление движению поезда метро определяется по формуле:

$$W = \left(1,1 + \frac{(0,09 + 0,022 \cdot n_n) \cdot V^2}{m} \right) \cdot G, \quad (7)$$

где V – скорость поезда метро, км/час;

n_n – количество вагонов;

G – вес поезда метро, кН.

Из рассчитанных ограничений максимальной пусковой и требуемой для обеспечения заданной динамики разгона сила тяги поезда метро комплектности 4М+1П при номинальной загрузке должна выбираться из диапазона 291 – 379 кН. Аналогичным образом по формулам (6) и (7) рассчитывается диапазон силы тяги для порожнего режима.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Согласно выполненного расчета он составляет 211 – 278 кН. В качестве примера выбираем значение пусковой силы тяги 272 кН при порожнем режиме и 336 кН для номинальной и максимальной загрузки поезда. Среднее ускорение во время разгона (до скорости 33 км/час) для выбранных значений пусковых сил тяги определяем по формуле:

$$a_n = \frac{F_{\text{пуск}} - W}{m(1+\gamma)} \quad (8)$$

По формуле (8) для порожнего режима:

$$a_n = \frac{272 - 3,83}{157 \cdot 1,1} = 1,55 \text{ м/с}^2; \quad (9)$$

- при номинальной загрузке:

$$a_n = \frac{336 - 4,48}{216,9 \cdot 1,1} = 1,39 \text{ м/с}^2; \quad (10)$$

- при максимальной загрузке:

$$a_n = \frac{336 - 5,1}{274,5 \cdot 1,055} = 1,14 \text{ м/с}^2. \quad (11)$$

В случае программного регулируемого задания ограничивающей силы тяги поезда на уровне 272 кН в порожнем режиме и 336 кН для режимов номинальной и максимальной загрузки обеспечивается требуемая динамика разгона. Среднее ускорение при пуске обеспечивается на уровне 1,55 м/с² в порожнем режиме, а также 1,39 м/с² и 1,14 м/с² при номинальной и максимальной загрузке поезда соответственно.

Согласно ограничений (1) и (2) выполним аналогичный расчет при использовании в пятивагонном поезде двух промежуточных безмоторных вагонов. Массы вагонов и поезда метро комплектности 3М + 2П (три моторных и два безмоторных вагона) при различных загрузках поезда представлены в табл. 2.

Максимальная ограничивающая сила тяги по сцеплению для пятивагонного состава с двумя безмоторными вагонами определяется по формуле (2):

- в порожнем режиме:

$$F_{\text{пmax}} = 1000 \cdot 97,3 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 210 \text{ кН} / 12 = 17,5 \text{ кН/двигатель}; \quad (12)$$

- в режиме с номинальной загрузкой (5 чел./м²):

$$F_{\text{пmax}} = 1000 \cdot 132 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 284,88 \text{ кН} / 12 = 23,74 \text{ кН/двигатель}; \quad (13)$$

- в режиме с максимальной загрузкой (10 чел./м²):

$$F_{\text{пmax}} = 1000 \cdot 167 \cdot 0,22 \cdot 9,81 = 360,42 \text{ кН} / 12 = 30,04 \text{ кН/двигатель}. \quad (14)$$

Таблица 2. Массы вагонов и поезда метро комплектности 3М + 2П

	Мг вагон	Пп вагон	Мп вагон	Пп вагон	Мг вагон	Поезд
Масса порожнего поезда, т	32,8	28	31,7	28	32,8	153,3
Масса поезда при номинальной загрузке (5 чел./м ²), т	44,1	40,1	43,8	40,1	44,1	212,2
Масса поезда при максимальной загрузке (10 чел./м ²), т	55,7	51,9	55,6	51,9	55,7	270,8

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

По формуле (6) выполняется определение необходимого значения пусковой силы тяги для обеспечения нормативного значения ускорения при номинальной загрузке:

$$F_{n,max} \geq m \cdot (1 + \gamma) \cdot a_n + W = 212,2 \cdot 1,1 \cdot 1,2 + 4,48 = 284,6 \text{ кН}. \quad (15)$$

Аналогично по формуле (6) для порожнего режима:

$$F_{n,max} \geq m \cdot (1 + \gamma) \cdot a_n + W = 153,3 \cdot 1,1 \cdot 1,2 + 3,83 = 206 \text{ кН}. \quad (16)$$

Из рассчитанных ограничений максимальной пусковой и требуемой для обеспечения заданной динамики разгона сила тяги поезда метро комплектности 3М + 2П при номинальной загрузке должна выбираться из граничного значения 285 кН. Для порожнего режима диапазон составляет 206 – 210 кН. Выбираем значение пусковой силы тяги 210 кН при порожнем режиме, 285 кН и 325 кН для номинальной и максимальной загрузки поезда соответственно. Среднее ускорение во время разгона (до скорости 33 км/час) для выбранных значений пусковых сил тяги определяем по формуле (8):

По формуле (8) для порожнего режима:

$$a_n = \frac{210 - 3,79}{153,3 \cdot 1,1} = 1,22 \text{ м/с}^2; \quad (17)$$

- при номинальной загрузке:

$$a_n = \frac{285 - 4,48}{212,2 \cdot 1,1} = 1,2 \text{ м/с}^2; \quad (18)$$

- при максимальной загрузке:

$$a_n = \frac{325 - 5,1}{270,8 \cdot 1,055} = 1,12 \text{ м/с}^2. \quad (19)$$

Выводы. По результатам выполненных расчетов для пятивагонного поезда метро с промежуточными безмоторными вагонами можно сделать следующие выводы:

- показана возможность использования поездов комплектности 4М + 1П и 3М + 2П вместо 5М за счет программного увеличения ограничивающей пусковой силы тяги двигателей в системе управления поездом;

- выбраны значения ограничивающей силы тяги при пуске поезда, которые обеспечивают требуемые динамические показатели, установленные в ТЗ на вагоны с учетом ограничений максимально возможного пускового момента тягового двигателя и сцепления колеса с рельсом;

- использование промежуточных безмоторных вагонов позволит более рационально использовать тяговые мощности двигателей, снизить удельные расходы на тягу, массу и стоимость поезда;

- поезд комплектности 3М + 2П по условиям сцепления колеса с рельсом имеет граничную пусковую силу тяги для обеспечения нормируемого значения ускорения при пуске;

- существует возможность повышения динамических показателей поезда за счет снижения его массы и уменьшения коэффициента инерции вращающихся масс;

- при выбранных значениях ограничивающих сил тяги при комплектности 4М + 1П перегрузка по моменту в кратковременном режиме будет составлять 33-64 % в зависимости от загрузки, при комплектности 3М + 2П – 37-111 % соответственно, что удовлетворяет условиям по перегрузке и нагреву тяговых двигателей, поскольку данный режим не является продолжительным.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выполненные расчеты требуют подтверждения в процессе проведения тягово-энергетических испытаний, в том числе по нагреву тягового оборудования в условиях реальной эксплуатации поезда метро.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постанова Кабінету міністрів України про затвердження концепції Державної програми будівництва та розвитку мережі метрополітену України на 2010-2020 роки, МТЗУ, 2010 р.
2. STDa 280-4B-UK. Асинхронний трехфазный двигатель тяговый для привода вагонов Киевского метро. Документация технико-эксплуатационная (инструкция по обслуживанию).
3. Байрыева Л.С., Прокопович А.В. Теория электрической тяги. Методическое пособие. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 40 с.
4. Пушков П.М., Місєєва Ю.В. Основи електричної тяги. Методичні вказівки до практичних та самостійних занять. – Харків: ХНАМГ, 2009. – 79 с.
5. Теория электрической тяги. Розенфельд В.Е., Исаев И.П., Сидоров Н.Н., Озеров М.И.: Под ред. И.П. Исаева. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.
6. СОУ МПП 45.060-253:2008 Вагони метрополітену. Загальні технічні вимоги. – Київ: Міністерство промислової політики України, 2008. – 29 с.

УДК 655.411.070.4

Д.А. Донченко

ВИДАВНИЧА ДІЯЛЬНІСТЬ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ СТРАТЕГІЮ ВИРОБНИЦТВА

В статті наводяться висновки щодо впливу видавничої діяльності підприємства на його функціональну стратегію, як компонент загальної стратегії бізнесу. Наведені науково обгрунтовані пропозиції щодо формування структури редакції.

Функціональна стратегія підприємства, як компонент загальної стратегії бізнесу, представляє собою сукупність прийнятих на підприємстві принципів та підходів до розвитку технологій виробництва й управління в цілому та (або) їх окремих ключових компонентів, які служать основою продуктів (послуг), що видаються. Ця стратегія підприємства та загальна стратегія бізнесу повинні бути повністю узгоджені за метою, завданнями, термінами реалізації та ресурсами. Таким чином стратегією технологічною є забезпечення конкурентної переваги та досягнень стійкої конкурентної переваги підприємства в довгостроковій перспективі.

У цій цілісній технологічній стратегії одне з основних місць займає видавнича діяльність, яка є розповсюджувачем перш за все інформації про інноваційну діяльність, захист та юридичне супроводження інтелектуальної власності, помічником у розповсюдженні та допомогі у забезпеченні процесів управління в сфері науки та інноваційних технологій, що направленні на забезпечення підтримки та розвитку бізнесу та інновацій.

У цій статті ми зупинимось, головним чином, на аспектах щодо створення підрозділу, який забезпечував би в повному обсязі потреби щодо корпоративних видань за напрямком діяльності ДП «УкрНДІВ».

На сьогодні в ДП «УкрНДІВ» уже створені підрозділи, які забезпечують випуск збірника наукових праць «Рейковий рухомий склад», але створенні вони та діють більше на інтуїтивній основі, чим на основі наукового обгрунтування створення відповідних структур. Окрім збірника наукових праць на підприємстві випускається щомісячно також інформаційна довідка, що містить інформаційні новини, опубліковані в різного роду ЗМІ. Тому підійдемо з наукової точки зору до питань, які розглядаються у цій статті.

В першу чергу мова піде про ресурси, або, іншою мовою, про формування редакції в класичному стилі, а також затвердження бюджету для її існування у відповідності до законодавства. Це ті ключові моменти, які визначають успіх корпоративного видання.

Для забезпечення легітимності видання вказаного збірника підприємством виконано ряд робіт щодо реєстрації видання, як відчизняного друкованого засобу масової інформації в Державній реєстраційній службі України. На сьогодні ця процедура виконана повністю і на підставі наказу Державної реєстраційної служби України прийнято рішення щодо державної реєстрації вказаного збірника наукових праць. № 988 від 08.06.12.

© Д.А. Донченко, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для повноцінного функціонування корпоративних видань, більш якісного їх оформлення та змістовності бачиться необхідність для залучення до роботи в редакції запросити журналістів, дизайнера, підвищити кваліфікацію фотографа, провести велику роботу в частині підготовки видання до друку, придбати хорошу техніку для поліграфії або ж знайти хорошу типографію. В зв'язку з відсутністю відповідних ресурсів в бюджеті організації, керівництвом підприємства на сьогоднішньому етапі, з урахуванням економічних факторів, прийнято єдино вірне рішення щодо ведення видавничих справ за рахунок внутрішніх ресурсів та з використанням наявної техніки для друку.

Фактично з метою економії засобів виробництва сьогодні уся видавнича справа зосереджена в одних руках (відповідального виконавця за випуск). Він виконує при допомозі керівника підприємства та заступника директора з наукової роботи і обов'язки відповідального редактора, проектного менеджера, дизайнера, верстальника, а інколи і журналіста та інших. Єдиною перевагою такого підходу є низька собівартість випуску збірника праць. Усі процеси виконуються виключно на ентузіазмі однієї людини та ентузіазмі згаданих керівників підприємства, який є і менеджер і виконавець у одній особі.

За такої умови успіх можливий, якщо співробітнику дійсно цікава праця журналіста, а редактора, якщо він дійсно професіонал та знайомий з підготовчою до друкарською роботою. Тому можливості і нахил однієї людини обмежують можливості корпоративних видань, які сьогодні існують на виробництві. Незважаючи на непоганий зовнішній вигляд нашого видання, необхідно працювати над підвищенням якості текстів. Крім того в зв'язку з великою зайнятістю головного (відповідального) редактора тактичними питаннями він майже зовсім не зможе приділяти уваги стратегії використання засобам, направленим на подальший розвиток збірника, та не зможе впливати на бізнес результати. А збірник буде більш менш відповідати вимогам до інформаційно-довідкового видання. Завдання ж корпоративного видання є вирішення стратегічно важливих питань для організації та її розвитку. Необхідно, щоб стратегічна мета підприємства та вирішення цілей кожного співробітника на своєму робочому місці поєднані співпадали і були тією рушійною силою, яка дозволяє зміцнювати колектив підприємства та надихати на досягнення вершини стратегічних цілей організації в цілому.

Найбільш сприятлива форма функціонування корпоративного видання в ДП «УкрНДІВ» наведена на рис. 1.

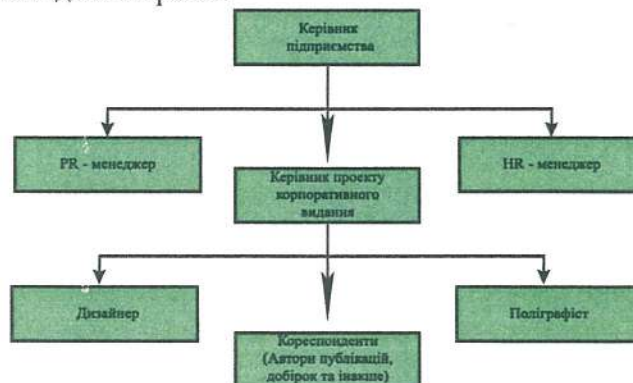


Рис. 1. Структура редакційного підрозділу

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Як правило до складу редакції залучаються:

1 Головний редактор, цю посаду займає керівник підприємства. Він формує загальну концепцію видання, визначає його тематику та політику в доборі інформації, визначає ступінь можливості представлення матеріалів у відкритій печаті.

2 Відповідальний редактор – несе відповідальність за зміст наповнення та своєчасний випуск видання, контролює технічні та робочі питання щодо підготовки кожного номера видання.

3 Кореспонденти – у нашому випадку це автори наукових праць. Ними можуть бути як співробітники власного підприємства, так і інших підприємств установ та організацій галузі.

4 Літературний редактор (коректор) . Відповідає за якість підготовки тексту.

5 Дизайнер-верстальщик. Розробляє макет видання та готує верстку кожної статті окремо та збірника в цілому.

6 Особа, відповідальна за розповсюдження збірника, вирішує питання маркетингу та логістики, а також відповідає за доставку примірників збірників до користувачів у вигідно економічний спосіб.

При формуванні редакції керівник підприємства повинен виважено підходити до формування її складу та особливо уділяти увагу і надавати об'єктивну оцінку відповідального за випуск (відповідального редактора), враховувати його можливості, професіоналізм, ентузіазм. Саме від цього залежить успіх проекту корпоративного видання.

Одним з важливих моментів діяльності редакції є наявність інвестицій щодо її розвитку. Керівнику компанії необхідно визначитися, за яким напрямком та за рахунок яких коштів передбачити фінансування цього підрозділу.

Найбільш ефективним та визнаним корпоративне видання буде, якщо редакція буде приділяти увагу питанням значення корпоративного видання, як для просування наукових продуктів та послуг, а також як інструмент управління персоналом та за іншими напрямками.

Одним з основних напрямків збірника є просування досягнень підприємства при проведенні науково-дослідних робіт, попередньої підготовки матеріалів дисертацій на зовнішній ринок, їх популяризацію, проведення наукових дискусій та у інших формах видання. Для цього необхідно дотримуватися вимог чинного законодавства та відомчих нормативних документів. Сьогодні найбільшу увагу необхідно приділяти дотриманню вимог до фахових видань України та опрацювати можливість одержання дозвілу на публікацію фахових статей та внесення збірника до такого переліку.

УДК 629.431/. 432.016.12 : 004.421

А.А. Сулим, С.Д. Сычев, В.Р. Распопин, А.А. Мельник, В.В. Федоров

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ДЛЯ РАСЧЕТА ПУСКОВОЙ СИЛЫ ТЯГИ ПОЕЗДА МЕТРОПОЛИТЕНА

В статье разработан алгоритм для расчета ограничивающей пусковой силы тяги поезда метрополитена.

В современной транспортной инфраструктуре городов-мегаполисов метрополитен имеет наибольшие провозные возможности по сравнению с другими видами городского транспорта, что позволяет его классифицировать как перспективный вид пассажирского транспорта. Следует отметить, что в настоящее время создаются новые поезда метро с электроприводом переменного тока и микропроцессорной системой управления. Данная система управления позволяет программно регулировать силу тяги поезда с учетом его загрузки, коэффициента сцепления колес с рельсами, допустимого тока тягового двигателя и требуемой динамики движения поезда. На этапе проектирования поезда метрополитена возникает необходимость программного задания в системе управления ограничивающей пусковой силы тяги с учетом параметров выбранных тяговых двигателей. Анализ литературных источников показал, что в настоящее время нет единого алгоритма для расчета программного ограничения пусковой силы тяги поезда с учетом особенностей и требований для данного вида городского транспорта. Исходя из того, разработка алгоритма для расчета программной ограничивающей силы тяги поезда метрополитена является актуальной и важной задачей.

Целью работы является разработка алгоритма для расчета программной ограничивающей силы тяги поезда метрополитена.

В основу разработки алгоритма для расчета пусковой ограничивающей силы тяги поезда метрополитена положены принципы выбора пусковой силы тяги с учетом ограничений по максимальному моменту двигателя, по сцеплению колес с рельсом и обеспечения тяговыми двигателями заданной динамики движения поезда. Кроме того, выбранные значения пусковой ограничивающей силы тяги должны обеспечивать движение поезда на максимально возможном подъеме с ускорением для следующих случаев: работоспособность тягового оборудования в штатном режиме, аварийный режим в работе тягового оборудования одного из моторных вагонов и эвакуация неисправного поезда метро при различных загрузках. В нормативной документации для поездов метрополитена не указано минимальное значение ускорения при движении на максимально возможном уклоне, поэтому для расчетов выбрано его значение не менее $0,05 \text{ м/с}^2$ аналогично требованиям, предъявляемым к скоростным электропоездам при движении на максимальной скорости [1]. Разработанный алгоритм с учетом вышеизложенных требований приведен на рис. 1.

© А.А. Сулим, С.Д. Сычев, В.Р. Распопин, А.А. Мельник, В.В. Федоров, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Нижче приведено поетапне описання данного алгоритма.

1) Випонення розрахунків починається з введення параметрів поезда и тягових двигателів (m – маса поезда при різних загрузках, т; i_1, i_2 – найбільший уклон в туннелях и на открытых участках пути соответственно (максимально возможный уклон в туннелях равен 45‰, на открытых участках – 35 ‰ согласно [2,3]); M_n – максимальный пусковой момент тягового двигателя, Н · м; D – диаметр колеса, м; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора, %; μ – передаточное число редуктора; a_{min} – минимальное значение ускорения при трогании, м/с²; ψ_1, ψ_2 – расчетное значение коэффициента сцепления при нормальных и неблагоприятных погодных условиях; $G_{сч}$ – сила тяжести (цепной вес), которая приходится на обмоточные оси поезда, кН; n_e – количество вагонов поезда; a_n – необходимое значение пускового ускорения, м/с², V – значение максимальной пусковой скорости, км/час; $(1 + \gamma)$ – коэффициент инерции вращающихся масс поезда.

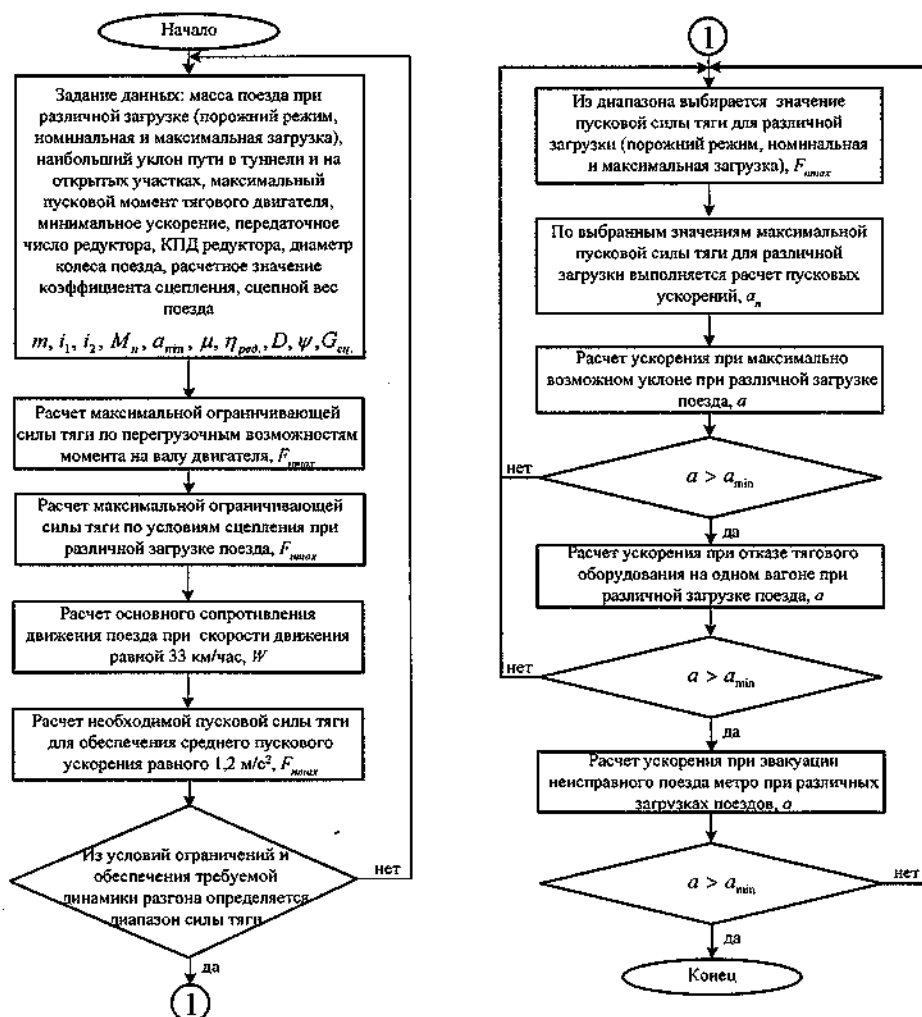


Рис. 1. Алгоритм расчета программной ограничивающей силы тяги поезда метрополитена

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Примечание. Расчетное значение коэффициента сцепления колеса с рельсом для поезда метрополитена при нормальных погодных условиях выбирается на уровне (0,2 – 0,22) согласно [4,5], рекомендуемое значение при неблагоприятных погодных условиях составляет 0,133.

2) Расчет максимальной ограничивающей силы тяги по перегрузочным возможностям момента на валу двигателя выполняется по формуле:

$$F_{n\max} \leq \frac{2 \cdot M_n \cdot \mu \cdot \eta_{\text{ред}}}{D} \quad (1)$$

3) Расчет максимальной ограничивающей силы тяги по условиям сцепления колеса с рельсом в порожнем режиме при номинальной и максимальной загрузке определяется по формуле:

$$F_{n\max} \leq 1000 \cdot G_{\text{сц}} \cdot \psi_1 \quad (2)$$

4) Расчет основного сопротивления движению выполняют по формуле (для скорости 33 км/час) при различной загрузке поезда:

$$W = \left(1,1 + \frac{(0,09 + 0,022 \cdot n_p) \cdot V^2}{m} \right) \cdot G,$$

Примечание. Формула (3) приведена для эксплуатируемого отечественного метрополитена на основании экспериментальных исследований [4-6]. При изменении обтекаемости конструкции кузова также можно пользоваться этой формулой, поскольку при малых скоростях значение основного сопротивления значительно меньше тяговой силы, развиваемой двигателями.

5) Расчет необходимой пусковой силы тяги определяется исходя из требований среднего ускорения по достижению скорости 33 км/час не менее 1,2 м/с² [3] для порожнего режима и номинальной загрузки по формуле:

$$F_{n\max} \geq m \cdot (1 + \gamma) \cdot a_n + W \quad (4)$$

6) Рассчитывается диапазон значений максимальной силы тяги поезда для порожнего и номинально загруженного режима по уравнениям (1), (2) и (4), для максимальной загрузки – по уравнениям (1) и (2).

В случае, если диапазон пусковой силы тяги не отвечает одному из приведенных требований, необходимо выполнять корректировку начальных данных (увеличить число обмоторенных осей поезда метрополитена, выбрать тяговые двигатели с другими параметрами и т. д.).

7) Из рассчитанного диапазона для каждого режима (порожний режим, номинальная и максимальная загрузка) выбирается одно значение максимальной силы тяги.

8) По выбранным значениям максимальной пусковой силы тяги для различной загрузки выполняется расчет среднего ускорения по формуле:

$$a_n = \frac{F_{n\max} - W}{m \cdot (1 + \gamma)} \quad (5)$$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

9) Определяется ускорение на максимально возможном уклоне в туннелях при нормальном коэффициенте сцепления и на открытых участках пути с учетом пониженного коэффициента сцепления в следствии неблагоприятных погодных условий по формуле:

$$a = \frac{F_{\text{двиг}} - W' - R}{m(1+\gamma)}, \quad (6)$$

где $W' = \frac{m \cdot g \cdot i}{1000}$ – сопротивление движению поезда от уклона, кН;

$R = \frac{4 \cdot m \cdot g}{1000}$ – начальное сопротивление движению поезда, которое учитывает скатывание поезда при трогании его на уклоне, кН.

10) Выполняется проверка условия $a_1 \geq 0,05$.

11) По формуле (6) определяется ускорение поезда при отказе тягового оборудования на одном вагоне на максимально возможном уклоне в туннелях при нормальном коэффициенте сцепления и на открытых участках пути при пониженном коэффициенте сцепления.

12) Выполняется проверка условия $a_2 \geq 0,05$.

13) Аналогичным образом по формуле (6) определяется возможность эвакуации неисправного поезда метро при различных загрузках как эвакуируемого, так и работоспособного поезда метро. Расчет выполняется при эвакуации неисправного поезда на максимально возможном уклоне в туннелях при нормальном коэффициенте сцепления и на открытых участках пути при пониженном коэффициенте сцепления.

14) Выполняется проверка условия $a_3 \geq 0,05$.

Выводы. Разработанный алгоритм для расчета необходимой пусковой силы тяги метрополитена учитывает:

- ограничение по максимальному моменту тягового двигателя;
- ограничение по условиям сцепления колес поезда метрополитена с рельсом;
- обеспечение заданной динамики движения поезда согласно нормативной документации;
- возможность движения поезда с ускорением при возникновении аварийных режимов в тяговом оборудовании;
- возможность движения поезда с ускорением на максимально возможном подъеме в туннелях с нормальным коэффициентом сцепления и на открытых участках пути с учетом пониженного коэффициента сцепления в следствии неблагоприятных погодных условий;
- возможность эвакуации неисправного поезда метрополитена при различной загрузке пассажиров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуткин Л.В., Дымант Ю.Н., Иванов И. А. Электропоезд ЭР200. – М., Транспорт 1981 г. – 192 с.
2. ДБН В.2.3-7-2003 Метрополітени. Державні будівельні норми України. – Київ: Державний комітет України з будівництва та архітектури, 2003. – 299 с.
3. СОУ МПП 45.060-253:2008 Вагони метрополітену. Загальні технічні вимоги. – Київ: Міністерство промислової політики України, 2008. – 29 с.
4. Пушков П.М., Мінеєва Ю.В. Основи електричної тяги. Методичні вказівки до практичних та самостійних занять. – Харків: ХНАМГ, 2009. – 79 с.
5. Теория электрической тяги. Розенфельд В.Е., Исаев И.П., Сидоров Н.Н., Озеров М.И.: Под ред. И.П. Исаева. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.
6. Байрыева Л.С., Прокопович А.В. Теория электрической тяги. Методическое пособие. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 40 с.

УДК 629.431/.434:625.42.001.76

А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВАГОНОВ МЕТРО ТИПА "ЕЖЗ"/"ЕМ508Т" ПУТЕМ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ

В статье рассмотрен вопрос модернизации подвижного состава метрополитенов с целью повышения технико-экономических показателей, которые напрямую влияют на пропускную способность линий и станций метрополитена, что является наиболее приоритетным и актуальным для больших городов с постоянно растущей урбанизацией населения.

В связи с отсутствием необходимых средств у Харьковского метрополитена для осуществления в полном масштабе закупки новых вагонов метро для замены устаревших, было принято решение о проведении комплекса мероприятий по модернизации вагона Ем508Т. Вагоны серий ЕжЗ и Ем508Т, выпускаемые с 1974 г. Мытищинским машиностроительным и Санкт-Петербургским "Вагонмаш" заводами, имеют еще достаточный запас конструктивной прочности кузова и части оборудования, при этом многие системы не удовлетворяют современным требованиям комфортной перевозки пассажиров. Вагоны этих серий приспособлены к автоматическому управлению и работают на Холодногорско-заводской линии, оборудованной системой АРС. Модернизация проводится на специализированных производственных площадках вагоноремонтных мастерских (рис.1).



Рис. 1. Процесс окраски кузова вагона

© А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Целесообразность проведения модернизации вагонов типа Еж3 и Ем508Т подтверждается тем, что при улучшении эксплуатационных и потребительских характеристик стоимость работ не будет превышать 15% стоимости новых вагонов. Такой подход принят при определении целесообразности модернизации, в том числе и на зарубежных метрополитенах.



Рис. 2. Дверь кабины машиниста до демонтажа



Рис. 3. Дверь кабины машиниста после проведенных работ

Оборудование, установленное ранее в перегородке кабины, было перенесено в специально оборудованные отсеки и шкафы и часть высоковольтного электрического оборудования размещена под вагоном. Боковая дверь (рис.2) из-за отсутствия кабины машиниста не имеет целесообразности размещения в салоне, которая в последствии кузовных работ будет ликвидирована путем приварки гофрированных листов соответствующей марки стали и толщины (рис. 3). Контроллер машиниста (рис.4), являющийся сердцем управления вагоном, был заменен на выносной пульт, подключаемый к разъему в оборудованном отсеке (рис. 5,6).



Рис. 4, 5. Оборудование кабины машиниста, которое было перенесено в салон вагона

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 6, 7. Оборудования кабины машиниста размещено в торцевых и боковых шкафах салона вагона

Измерительные приборы размещены вверху в отсеке со смотровым лючком, что дает возможность визуально контролировать работу приборов (рис. 7).



Рис. 7. Размещение измерительных приборов

Изменения коснулись и декоративной решетки вентиляции салона: старая алюминиевая решетка была заменена на новую, более легкую, удобную в обслуживании и мойке (рис. 8).

На вагоне при демонтаже кабины в светильники устанавливаются люминесцентные лампы, за счет которых потребление электроэнергии на освещение салона снижается до 66%, лампы из-за стекла дают мягкий белый свет (рис. 9). Для питания люминесцентного освещения под вагоном в ящике ЯС-35А демонтируются резисторы, а на их место устанавливается блок питания, разработанный специалистами предприятия ООО «ВАГО-РЕВ».

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 8. Вентиляція салона після модернізації



Рис. 9. Люмінесцентні лампи типу PL-Q2 16W/835/4P SLV

Після проведення комплексу робіт, пов'язаних з модернізацією, корисна площа підлоги вагона була додатково збільшена до 5 квадратних метрів, що дозволяє розміщати пасажирів з дитячими колясками, інвалідів-колясочників, і, що найбільш актуально в час пік, розміщати додатково около 15 чоловік, що, відповідно, збільшує пасажиропотік і пропускну здатність станційної інфраструктури метрополітена.



Рис. 10. Пасажирський салон після модернізації

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

При курсировании пятивагонного состава с промежуточными вагонами "Еж3"/"Ем508Т", которые прошли модернизацию, где демонтированы кабины машиниста, дополнительно появляется (условно) половина вагона в составе. Во время работы Харьковского метрополитена по зимнему графику на Холодногорско-Заводской линии находятся 26 пар поездов, т.е. 26 составов в час, в результате эксплуатации вагонов после модернизации дополнительно появляется (условно) 13 вагонов для перевозки пассажиров.

В результате если сопоставить вагон Ем508Т, который прошел модернизацию с вагоном, наиболее распространенным в метрополитенах СНГ мод. 81-714.5М, то в итоге максимальную пассажировместимость удалось увеличить на 5-7% из-за отсутствия сидений в зоне расположения кабины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вагони метрополітенів. Методи та технічні норми для розрахунку та проектування механічної частини вагонів: ГСТУ 3-017. - [Чинний від 2001-08-01]. – К.: Державний комітет промислової політики України, 2001. - 206 с.
2. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества: РД 24.050.37 1995, - М: ВНИИЖТ, 1995. - 102 с.
3. «Вагон метрополитена типа «Еж» и его модификаций» ТУ 37.001.029-70.

УДК 629.4.014

А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько

АНАЛИЗ ПОВРЕЖДЕНИЙ РАМ ТЕЛЕЖЕК ВАГОНОВ МЕТРОПОЛИТЕНА

В статье рассмотрен анализ повреждений рам тележек вагонов метрополитена, которые были выявлены в эксплуатации и при прохождении плановых видов ремонтов. Наибольшее количество повреждений и отказов приходится на кронштейне подвески блок-тормоза для вагонов метро мод. 81-717, 81-714 и нижнего моторного кронштейна для вагонов метро мод. Еж-3, Ем-508Т. Также изложен опыт и анализ эксплуатации шпинтонных тележек вагонов метро мод. 81-718, 81-719.

Задача повышения пропускной способности, сокращения времени пребывания в пути пассажиров, уменьшения эксплуатационных расходов была и остается актуальной для всех метрополитенов. Производительность железнодорожных перевозок метрополитена, их конкурентоспособность с перевозками других видов городского транспорта во многом определяется составом и состоянием вагонного парка и состоянием пути и тоннельных сооружений. В связи с этим на первый план выдвигаются требования надежности и безотказности основных узлов и деталей подвижного состава, которые напрямую влияют на безопасность движения и пропускную способность линий метрополитенов.

Наиболее важными и ответственными узлами вагона метрополитена являются ходовые части. Экипажная часть вагона относится к тем узлам, последствия отказов которых могут нанести ущерб здоровью и жизни людей. Исходя из колоссального опыта эксплуатации и обслуживания элементов конструкции вагона, именно колесные пары с буксовыми узлами, центральная балка, подвески центрального подвешивания, рама тележки и т.п. относятся к элементам, контролепригодность которых в эксплуатации мала, а их разрушение может незамедлительно привести к крушению поезда. В связи с вышеуказанным, ходовым частям вагона уделяется повышенное внимание при ремонте и техническом обслуживании.

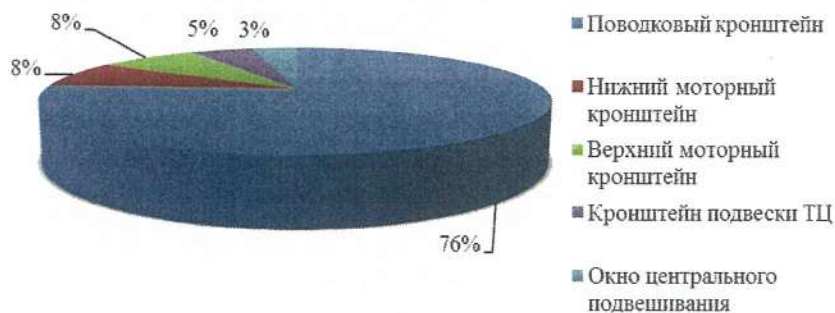


Рис. 1. Распределение выявленных трещин при ремонте в узлах рам тележек вагонов метро Еж3, Ем-508Т в период с 2000 по 2003 г.г.

© А.В. Артеменко, И.В. Чепурченко, Д.Г. Мазанько, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В период с 2000 по 2003 гг. в КП «Харьковский метрополитен» при прохождении плановых и внеплановых ремонтов вагонов модели ЕжЗ, Ем-508Т были обнаружены дефекты в виде трещин на рамах тележек (рис 1). Наибольший процент 76% из общего числа выявленных дефектов приходится на поводковый кронштейн, который в эксплуатации подвержен воздействию одновременно действующих разнообразных нагрузок: они изгибаются в вертикальной плоскости при осадке рамы тележки, упруго деформируются в поперечном направлении во время прохождения тележками кривых участков пути, растягиваются и сжимаются при тяговых и тормозных нагрузках. Нижний 8% и верхний 8% моторные кронштейны, приваренные к поперечной балке, испытывают значительные знакопеременные нагрузки от массы и работы двигателя.



Рис. 2. Излом кронштейна подвески редуктора тележки типа Е

Тележки поводкового типа вагонов метро мод. 81-717,81-714 были сконструированы Мытищинским машиностроительным заводом как альтернатива тележкам поводкового типа вагонов модели Е и модификаций, имевшим ряд недостатков. В частности на тележках типа Е, тяговый двигатель подвешивается на верхних и нижних кронштейнах поперечной балки, последние же в свою очередь испытывают чрезмерные динамические и статические нагрузки, которые образуются вследствие движения тележки (вагона). На тележках вагонов серии 81-717 и 81-714 роль нижнего кронштейна выполняет реактивная тяга, с помощью которой производят регулировку высоты оси тягового двигателя относительно оси колесной пары. Реактивную тягу одним концом крепят к остову тягового двигателя, а другим - к кронштейну на соседней поперечной балке. Такая конструкция подвешивания двигателя позволяет равномерно распределить нагрузку на поперечные балки, которые создаются от вращающего момента за счет консольной подвески тягового электродвигателя на верхних кронштейнах, вваренных в поперечную балку рамы, что подтверждается статистическими данными (рис 3). Наиболее проблемным местом в рамах является кронштейн для подвески блок-тормоза 68%.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

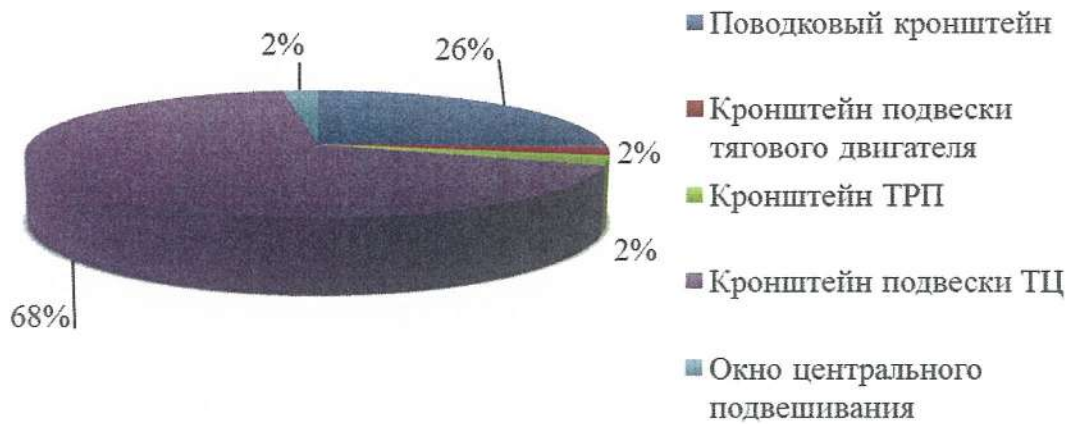


Рис. 3. Распределение выявленных трещин при ремонте в узлах рам тележек вагонов метро 81-717, 81-714 в период с 2000 по 2003 г.г.

Эксплуатация шпинтонных тележек (с 1991 г.) показала, что в рамках первого выпуска происходило зарождение усталостных трещин в зоне пересечения кольцевых швов сварки втулок внутренних шпинтонов с продольными швами продольных балок как на верхних так и на нижних полках балок. В результате ряда конструктивно-технологических мероприятий (приварки специальной накладки на верхней полке в зоне сварки втулки, двусторонняя разделка кромок под кольцевой шов и др.) удалось устранить появление трещин в указанной зоне. Однако усталостные трещины продолжают образовываться на нижних полках продольной балки в этой зоне (рис 4). По статистическим данным по этой причине отбраковывается от 20 до 37 % осмотренных рам, а усредненный пробег вагонов с тележками данного типа до возникновения усталостных трещин на продольных балках составляет около 410 тыс. км (по данным на 1992 г.).



Рис. 4. Излом продольной балки рамы тележки шпинтонного типа вагона метрополитена

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод:

- соблюдение технологии ремонта, качество выполненных сварных швов, количество и номенклатура запасных частей напрямую влияет на продолжительность межремонтного пробега;
- все элементы крепления воспринимают разнообразные действия сил и основным видом ихнего повреждения (отказа) являются трещины сварных швов, иногда с переходом на основной металл;
- основной причиной возникновения трещин в элементах рамы тележки является усталость металла, которая появляется при работе рамы в условиях знакопеременных нагрузок и ее продолжительной эксплуатации;
- анализ качества технологии ремонта позволит вычислить те составляющие, которые требуют усовершенствования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вагони метрополітенів. Методи та технічні норми для розрахунку і проектування механічної частини вагонів: ГСТУ 3-017-2001. - [Чинний від 2001-08-01]. – К.: Мінпромполітики, 2001. – 206 с.
2. Инструкция по ремонту рам тележек вагонов метрополитена: 2.7175.31.20.011.РД 2006, - М: ОАО "Метровагонмаш", 2006. - 46 с.
3. Метали. Види поверхонь руйнування (зломів). Терміни та визначення: ДСТУ 3715-98. – К.: Держстандарт України, 1998 – 19 с.

УДК 629.-592.:620.178.4

Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Е.Г. Макеева

ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК КЛЕЩЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Для высокоскоростных поездов предложено в качестве критерия тормозной эффективности принимать тормозные пути на спусках, а для оценки удельную тормозную силу. Приведены минимально допустимые значения удельных тормозных сил и параметрический ряд клещевых механизмов пассажирских вагонов в диапазоне изменения брутто 60-75 тс с интервалом 1 тс, удовлетворяющих требованиям инструкции ЦШ-0001 [1] для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч. Установлено, что ограничивающим фактором повышения тормозной эффективности является температура нагрева диска. Показано, что по температурному режиму дисков на пассажирском вагоне для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч может быть допущена установка не более трех дисков на каждую ось. Предложено для исследуемых пассажирских вагонов применять идентичные тормозные системы с тремя дисками, причем при торможении со скоростями 250 км/ч требуется применение магниторельсового тормоза.

Существенное отличие колодочных и дисковых тормозов состоит в способе реализации тормозного нажатия так, в колодочном тормозные силы воздействуют непосредственно на поверхность колеса, в дисковом – на тормозные диски, расположенные на оси колесной пары, кроме того, в дисковых тормозах легче реализовать противозаднюю защиту от заклинивания колесных пар при торможении [2].

Реализация сил нажатия в дисковом тормозе осуществляется клещевым механизмом (рис. 1).

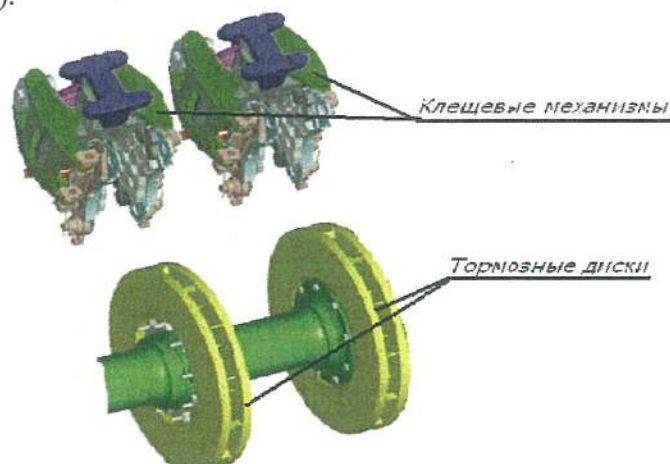


Рис. 1. Клещевой механизм дискового тормоза

© Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Е.Г. Макеева, 2012 г.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В настоящее время наибольшее распространение в Украине получили клещевые механизмы производства немецкой фирмы «Knorr-Bremse», которые сгруппированы в виде параметрического ряда по типу тормозных цилиндров (табл. 1).

Таблиця 1. Типы тормозных цилиндров клещевых механизмов «Knorr-Bremse»

Тип тормозного цилиндра	Эффективная площадь, см ²
11	67,0
12	77,4
121	80,0
14	90,5
15	97,0
151	100,5
16	115,0
18	112,0
20	122,0
22	131,6
24	142,7

Для отечественных вагонов с колодочными тормозами оценка тормозной эффективности пассажирских поездов производится по величине тормозного коэффициента (расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок), который регламентирует допустимую скорость движения поезда, так, например, для скорости 160 км/ч тормозной коэффициент при композиционных колодках и электропневматическом управлении тормозами должен быть не менее 0,28, а в пересчете на чугунные колодки - 0,8 (80 тс на 100 тс веса поезда), при пневматическом - соответственно 0,3 и 0,85 [3].

Принципиальные различия дисковых и колодочных тормозов не позволяют использовать действующие нормативные требования применительно к дисковым тормозным системам, что обуславливает необходимость принятия иных критериев для оценки тормозной эффективности дисковых тормозов.

В качестве таких критериев предлагается принимать тормозные пути, так как основное требование к высокоскоростным поездам является сохранение прежнего тормозного пути при значительно большей скорости движения поездов.

Для оценки тормозной эффективности пассажирских вагонов с дисковыми тормозами целесообразно использовать удельную тормозную силу, критерием для которой является тормозной путь [4]. Такой выбор обусловлен тем, что для дисковых тормозов коэффициент трения является постоянной величиной и не зависит от скорости движения при торможении [5], а его величина зависит от типа используемой тормозной накладки.

Основные параметры дискового тормоза определялись для максимальной скорости движения 200 км/ч и 250 км/ч исходя из тормозных путей пассажирского поезда на спусках 6 ‰ и 10 ‰ при скорости 160 км/ч, которые регламентируются Инструкцией ЦШ-0001 [3] и составляют соответственно 1600 м и 1700 м.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Удельная тормозная сила в зависимости от тормозного пути, величины спуска и брутто вагона при экстренном пневматическом торможении определялась по рекуррентной формуле:

$$b_{T,i,i} = \frac{1}{S(-6 \text{ } ^0/\omega; -10 \text{ } ^0/\omega) - \frac{V_0 \cdot \left(4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_{T,i}}\right)}{3.6}} \cdot \sum_n \frac{4.17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{1000 + \frac{\omega_{\text{ок}}}{b_{T,i}} + \frac{i_c}{b_{T,i}}}, \quad (1)$$

где V_0 - скорость в начальный момент торможения, км/ч;

ζ - замедление подвижного состава под действием одиночной удельной замедляющей силы, км·кН/(Н·ч²), (км·тс/(кг·ч²));

v_{n+1} и v_n - конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

$b_{T,i}$ - удельная тормозная сила, $b_T = \delta_\delta(t) \cdot \varphi_{mp}$ при расчетах в кН/кН (тс/тс), $b_T = 1000 \cdot \delta_\delta(t) \cdot \varphi_{mp}$, при расчетах в Н/кН (кгс/тс);;

$\omega_{\text{ок}}$ - удельное основное сопротивление движению, Н/кН (кгс/тс);

i_c - уклон, ‰.

Начальное значение удельной тормозной силы принималось равным единице ($b_{T,0} = 1$). Как видно из рис. 2, процесс является быстроходящимся и уже на третьей итерации обеспечивается требуемая точность.

Результаты расчета минимально допустимых значений удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скоростей в начале торможения 200 км/ч и 250 км/ч представлены соответственно на рис. 3 и 4.

Требуемая эффективность площади тормозного цилиндра определялась по формуле:

$$F_{\text{ц}} = \left(\frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{|b_T| \cdot (Q + T) \cdot m}{n \cdot i_{pn} \cdot \eta_{км} \cdot \varphi_{mp}} + P_{mp} \right) \cdot \frac{10}{P_{\text{ц}}}, \quad (2)$$

где T - тара вагона, кН (тс);

Q - полезная нагрузка, кН (тс);

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, $r_{mp} = 233$ мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес $R_k = 479$ мм;

$P_{\text{ц}}$ - давление в тормозном цилиндре, $P_{\text{ц}} = 400$ кПа;

m - количество тормозных накладок, на которые действуют усилия от одного тормозного цилиндра, $m = 2$;

n - количество дисков, установленных на вагоне, $n = 24$ (три диска на оси) для скорости 200 км/ч и $n = 36$ (четыре диска на оси) для скорости 250 км/ч;

i_{pn} - передаточное число рычажной передачи, $i = 11,41$;

$\eta_{км}$ - КПД клещевого механизма, $\eta = 0,97$;

P_{mp} - усилие возвратной пружины, $P_{mp} = 630$ кН;

φ_{mp} - коэффициент трения накладки и диска, $\varphi_{mp} = 0,35$;

$|b_T|$ - допустимое значение удельной тормозной силы.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

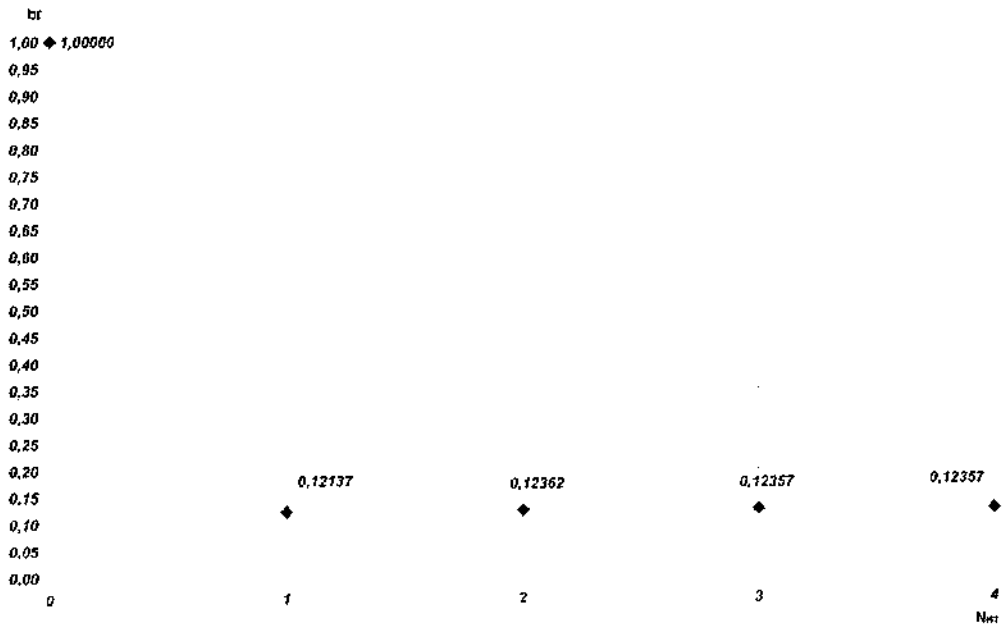


Рис. 2. Итерационный процесс определения удельной тормозной силы по заданному значению тормозного пути и величины спуска

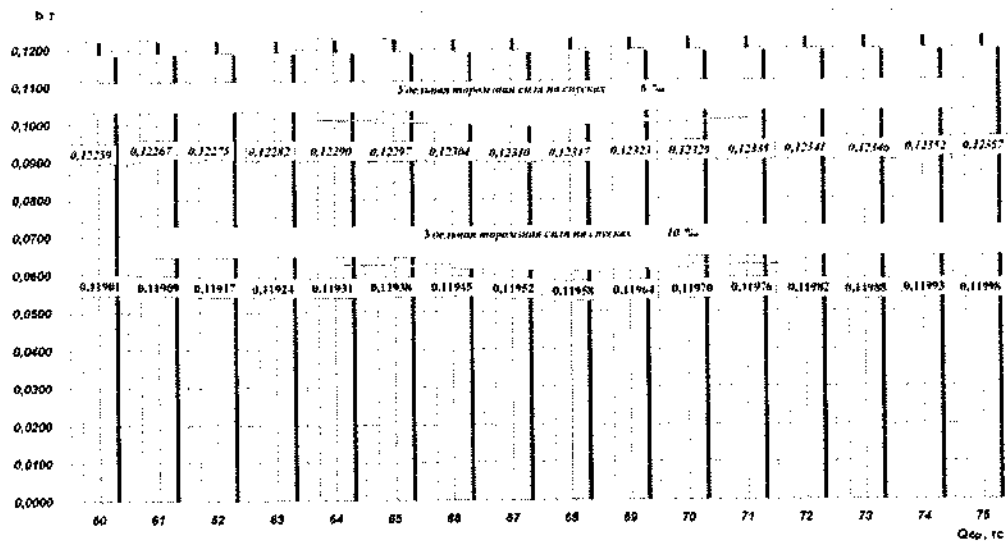


Рис. 3. Минимально допустимые значения удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скорости в начале торможения 200 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

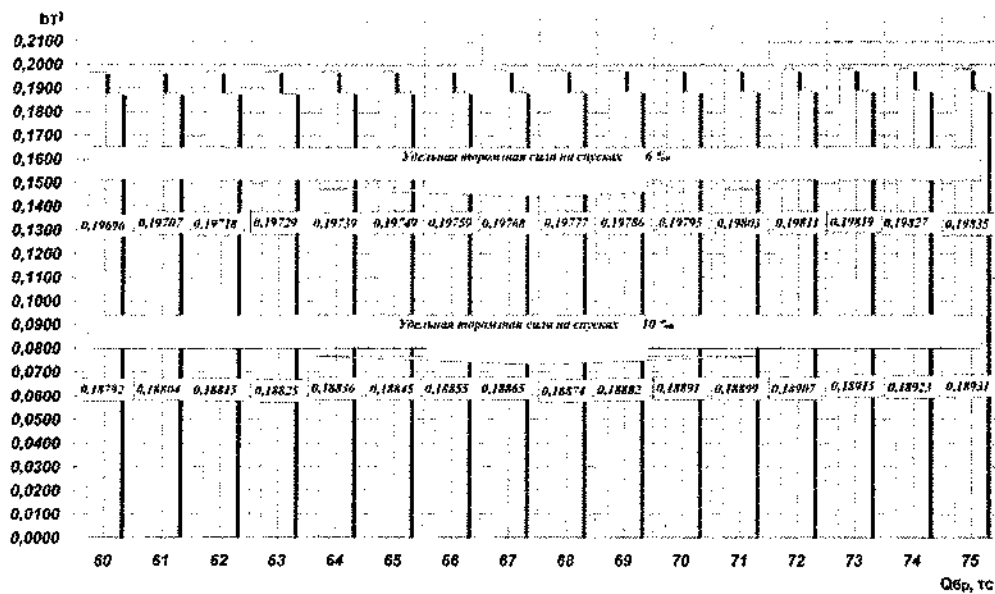


Рис. 4. Минимально допустимые значения удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скорости в начале торможения 250 км/ч

Площади тормозных цилиндров, полученные по формуле (2), распределялись по диапазонам брутто вагона, каждому диапазону задавалось ближайшее значение эффективной площади из дискретного ряда клещевых механизмов (таблица 1). Результаты расчета представлены на рис. 5 и 6.

Удельные тормозные силы, соответствующие выбранным значениям эффективной площади тормозных цилиндров дискретного ряда, определялись по формуле:

$$b_{T_i} = \varphi_{np} \frac{n}{Q+T} \cdot \frac{F_{np}}{R_k} \cdot \left(\frac{F_n \cdot p_n}{10} - P_{np} \right) \cdot i \cdot \eta_{np} \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

Итоговые значения выполненных расчетов представлены в табл. 2 и на рис. 6 и 7.

Тормозные пути на спусках и площадке пассажирских поездов в зависимости от брутто вагонов определялись по формуле [6]:

$$S_{T_i} = \frac{V_0 \cdot t_H}{3.6} + \sum_n \frac{4.17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_{T_i} + \omega_{ox} + i_c} \quad (4)$$

где V_0 - скорость в начальный момент торможения, км/ч;

ζ - замедление подвижного состава под действием одиночной удельной замедляющей силы, км·кН/(Н·ч²), (км·тс/(кг·ч²));

v_{n+1} и v_n - конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

b_{T_i} - удельная тормозная сила, кг/т;

ω_{ox} - удельное основное сопротивление, кг/т;

i_c - уклон, ‰;

t_H - время подготовки автотормозов к действию, с.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

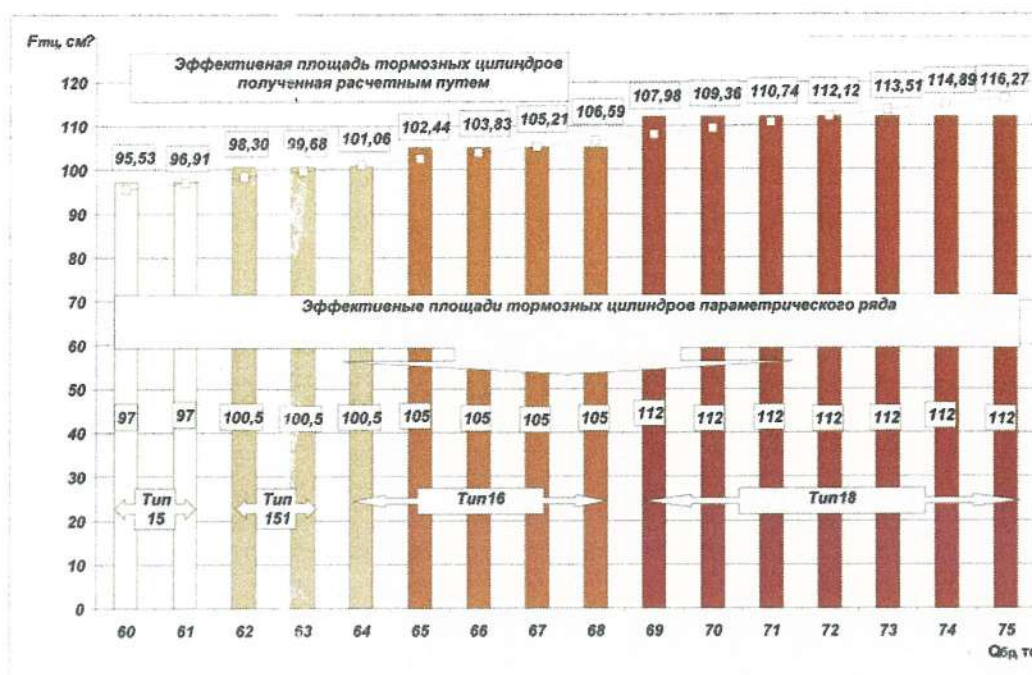


Рис. 5. Дискретный ряд клещевых механизмов для скорости движения 200 км/ч

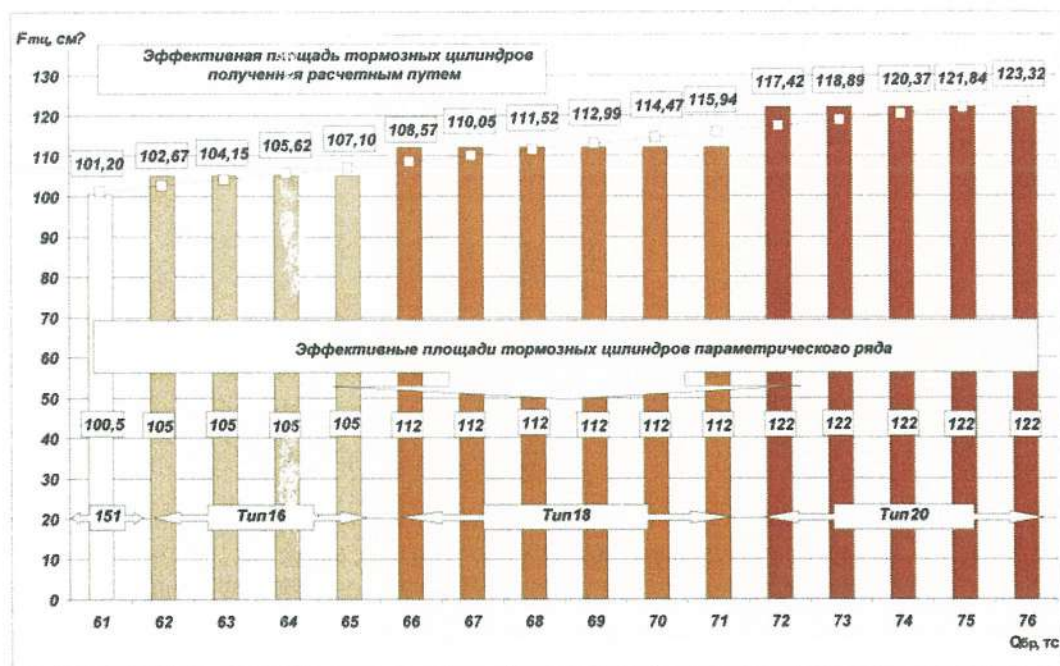


Рис. 6. Дискретный ряд клещевых механизмов для скорости движения 250 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 2. Значения эффективной площади тормозных цилиндров и соответствующих им удельных тормозных сил

Брутто вагона, те	Скорость 200 км/ч		Скорость 250 км/ч	
	Эффективная площадь тормозного цилиндра, см ²	Удельная тормозная сила	Эффективная площадь тормозного цилиндра, см ²	Удельная тормозная сила
60	97	0,1249	100,5	0,1953
61	97	0,1228	105	0,2023
62	100,5	0,1208	105	0,1991
63	100,5	0,1189	105	0,1959
64	100,5	0,1286	105	0,1929
65	105	0,1266	112	0,2048
66	105	0,1247	112	0,2017
67	105	0,1228	112	0,1987
68	105	0,1210	112	0,1957
69	112	0,1286	112	0,1929
70	112	0,1268	112	0,1902
71	112	0,1250	112	0,2070
72	112	0,1232	112	0,2041
73	112	0,1216	112	0,2013
74	112	0,1199	112	0,1986
75	112	0,1183	112	0,1959

Для пассажирского поезда при пневматическом и электропневматическом торможениях определяется по формулам (5) и (6) [6]:

пневматическое торможение:
$$t_{II} = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_r}, \quad (5)$$

электропневматическое торможение:
$$t_{II} = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{b_r}. \quad (6)$$

Анализ результатов расчета (рис. 7-12) показывает, что тормозные пути на спусках при электропневматическом экстренном торможении не превышают нормированных значений, при пневматическом торможении превышение имеет место для отдельных значений брутто вагона, максимальное величина составляет не более 3,5 % (рис. 13 и 14).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

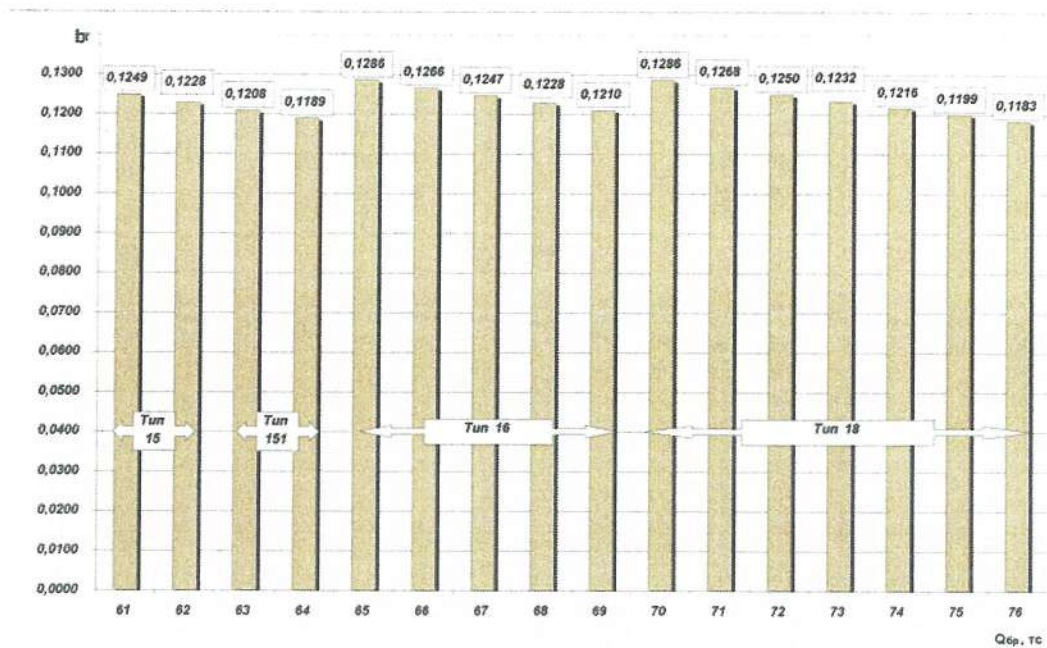


Рис. 7. Удельные тормозные силы пассажирских вагонов для скорости движения 200 км/ч

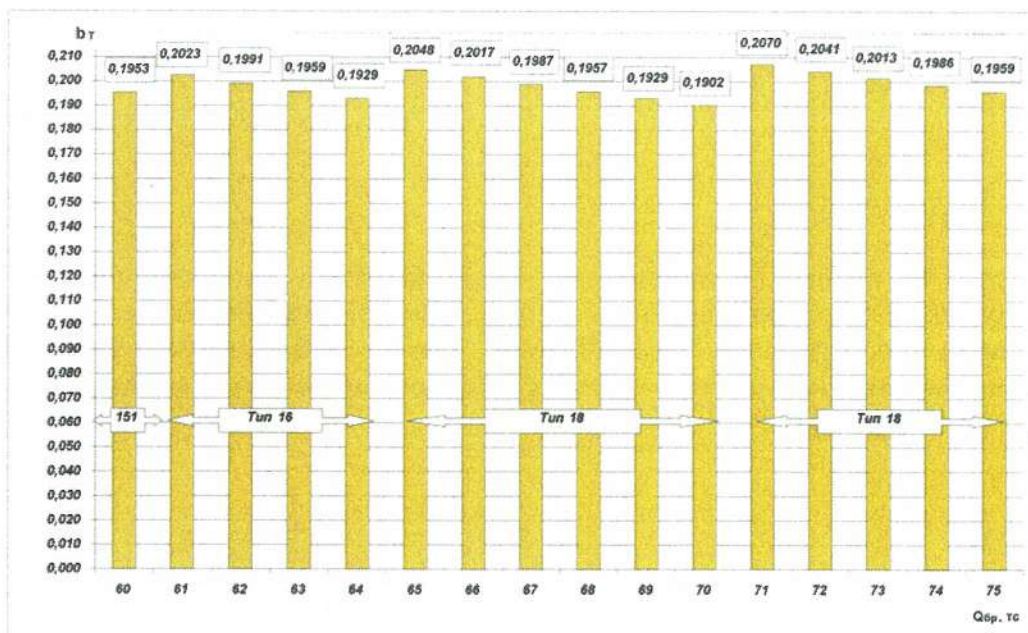


Рис. 8. Удельные тормозные силы пассажирских вагонов для скорости движения 250 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

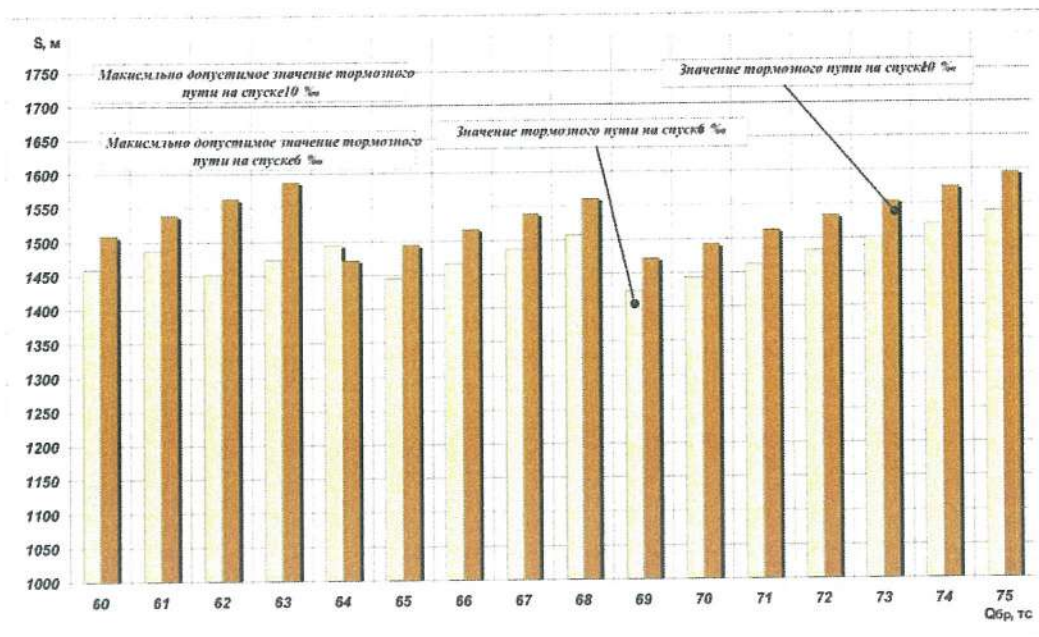


Рис. 9. Тормозные пути пассажирского поезда при электропневматическом торможении для скорости 200 км/ч

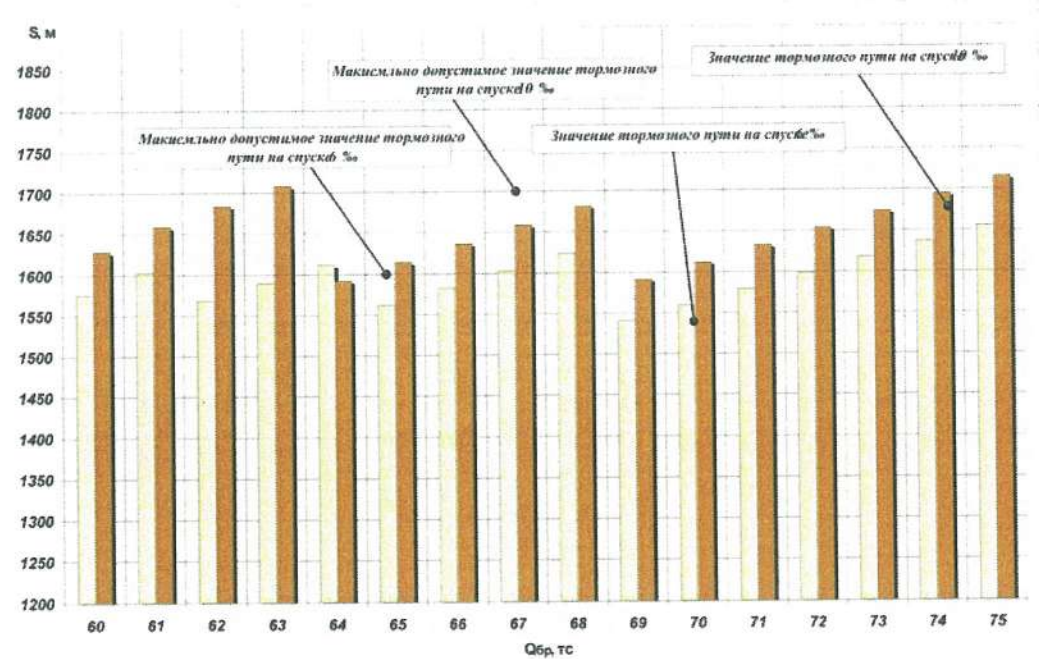


Рис. 10. Тормозные пути пассажирского поезда при пневматическом торможении для скорости 200 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

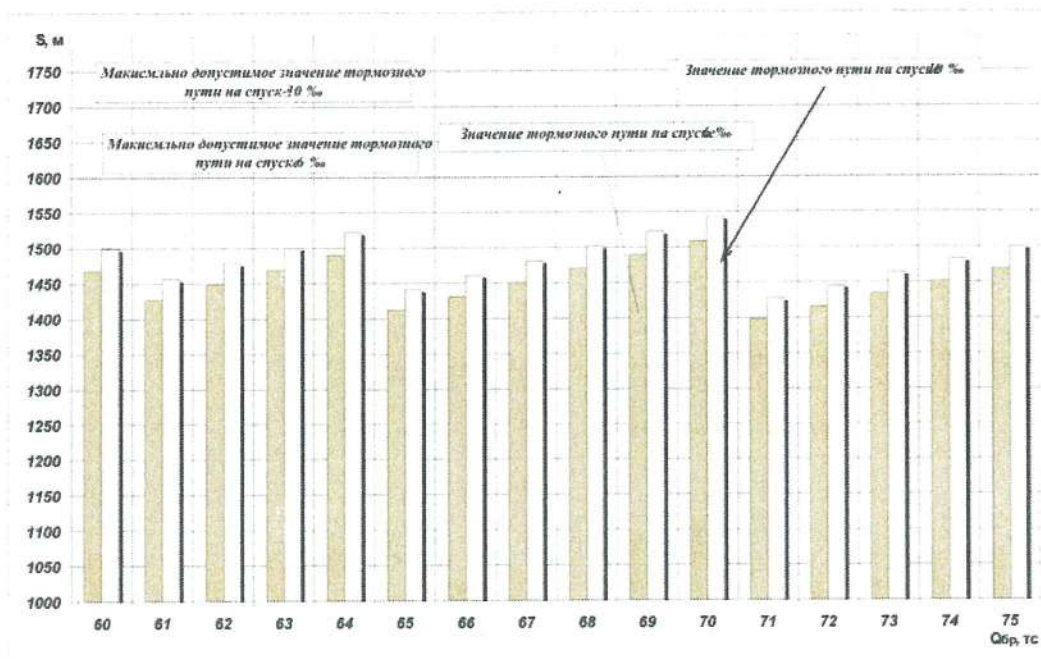


Рис. 11. Тормозные пути пассажирского поезда при электропневматическом торможении для скорости 250 км/ч

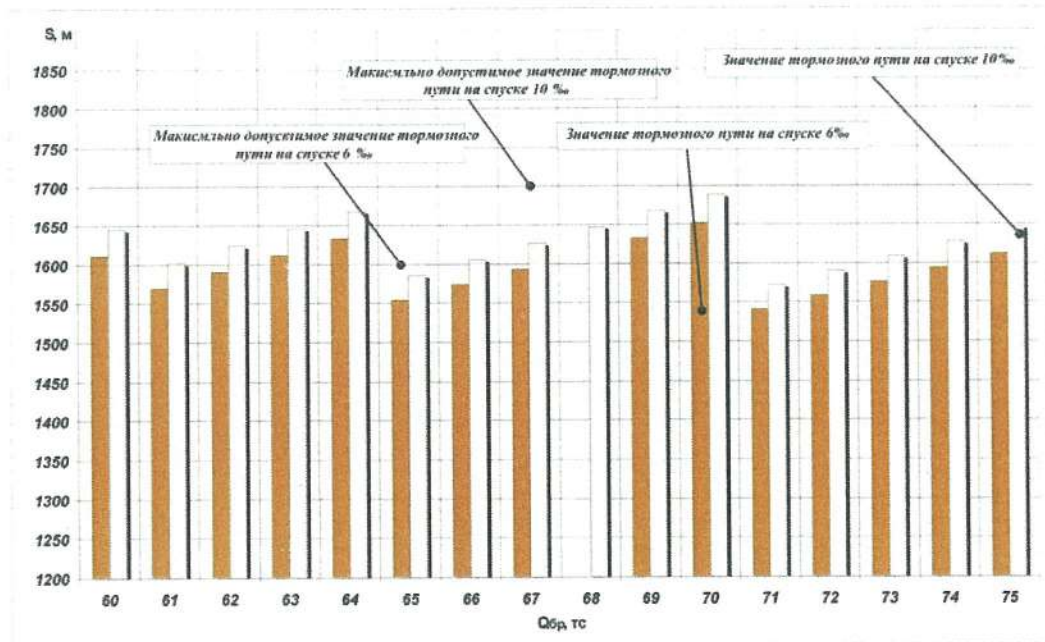


Рис. 12. Тормозные пути пассажирского поезда при пневматическом торможении для скорости 250 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

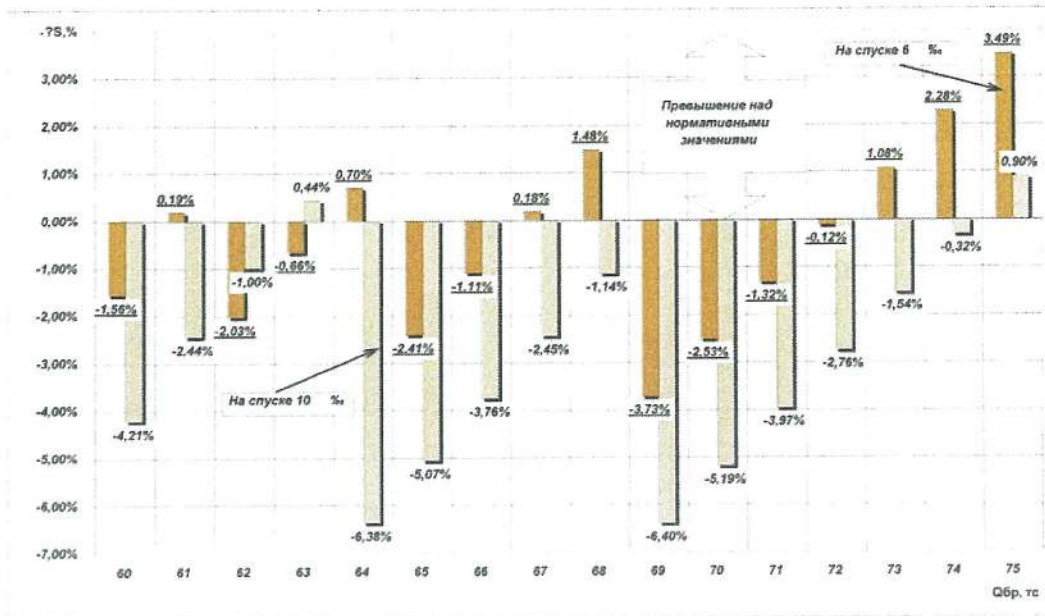


Рис. 13. Превышение тормозных путей пассажирского поезда на спусках при экстренном пневматическом торможении при скорости в начале торможения 200 км/ч

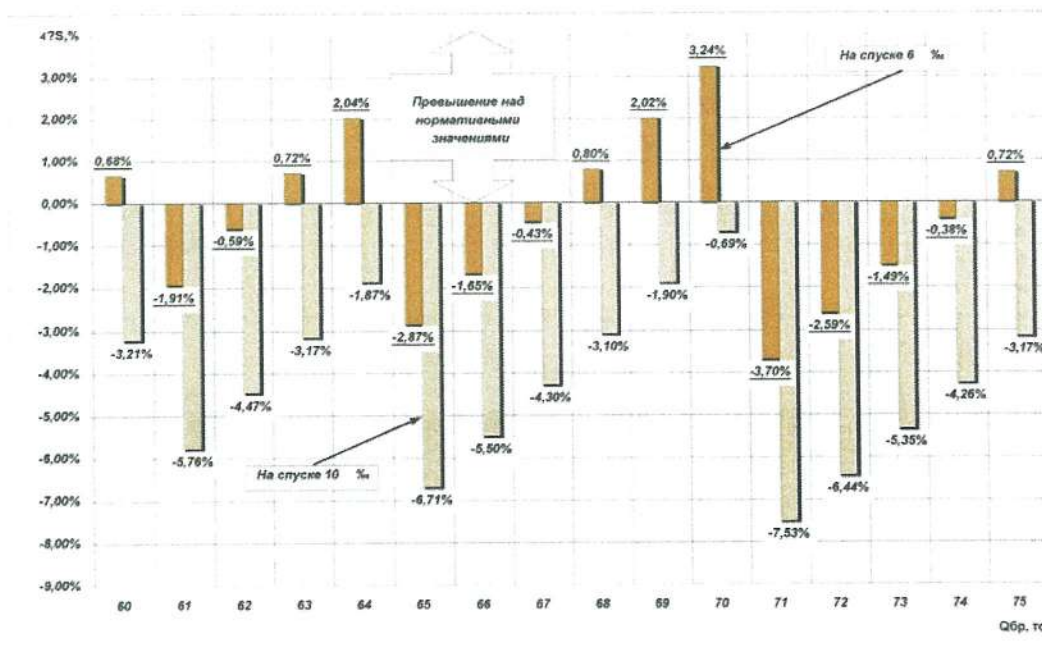


Рис. 14. Превышение тормозных путей пассажирского поезда на спусках при экстренном пневматическом торможении при скорости в начале торможения 250 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Тормозные пути пассажирского поезда на площадке при экстренном электропневматическом торможении не превышают 1460 м, при пневматическом - 1600 м для скоростей в начале торможения 200 км/ч (рис. 15) и 250 км/ч (рис. 16).

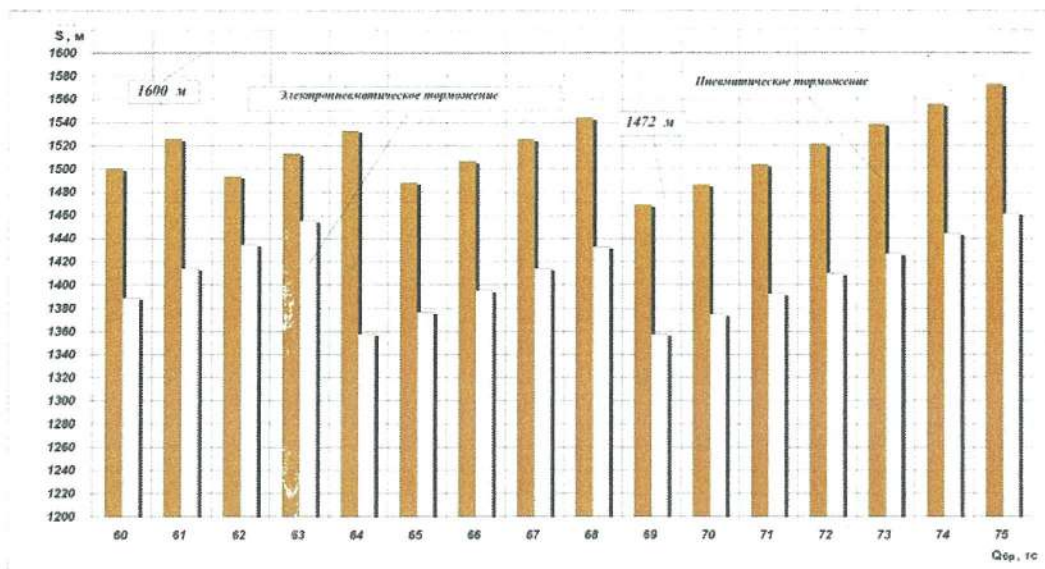


Рис. 15. Тормозные пути пассажирского поезда на площадке для скорости 200 км/ч

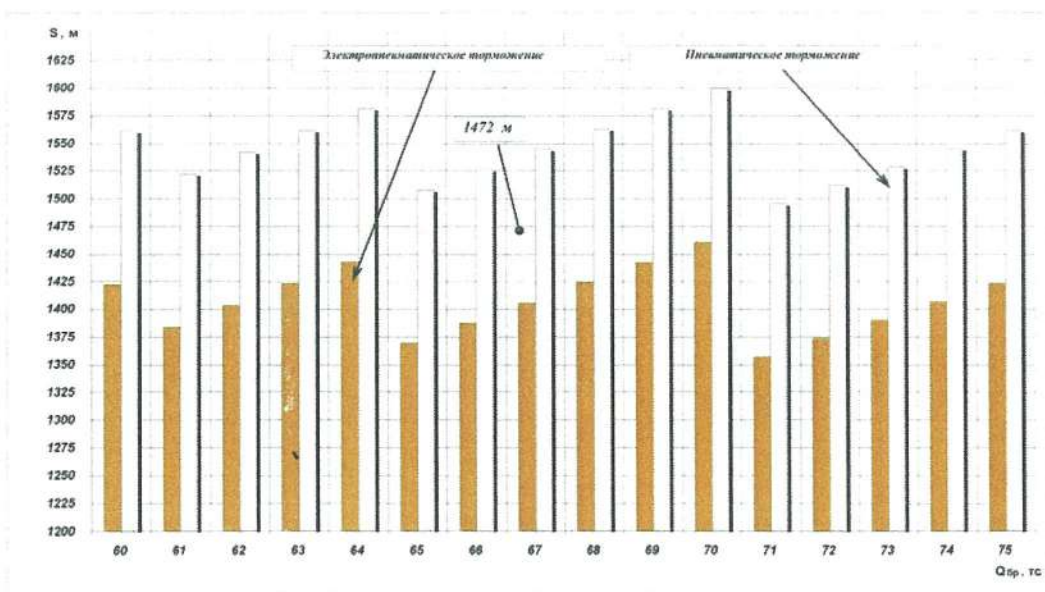


Рис. 16. Тормозные пути пассажирского поезда на площадке для скорости 250 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Важним показателем работоспособности тормозных дисков является температура нагрева при торможении, которая не должна превышать рабочую температуру 350 °С. По температурному режиму удельная тормозная сила одного диска не должна превышать величины 0,0825 для скорости 200 км/ч (рис. 17), это же условие должно выполняться и для скорости движения 250 км/ч.

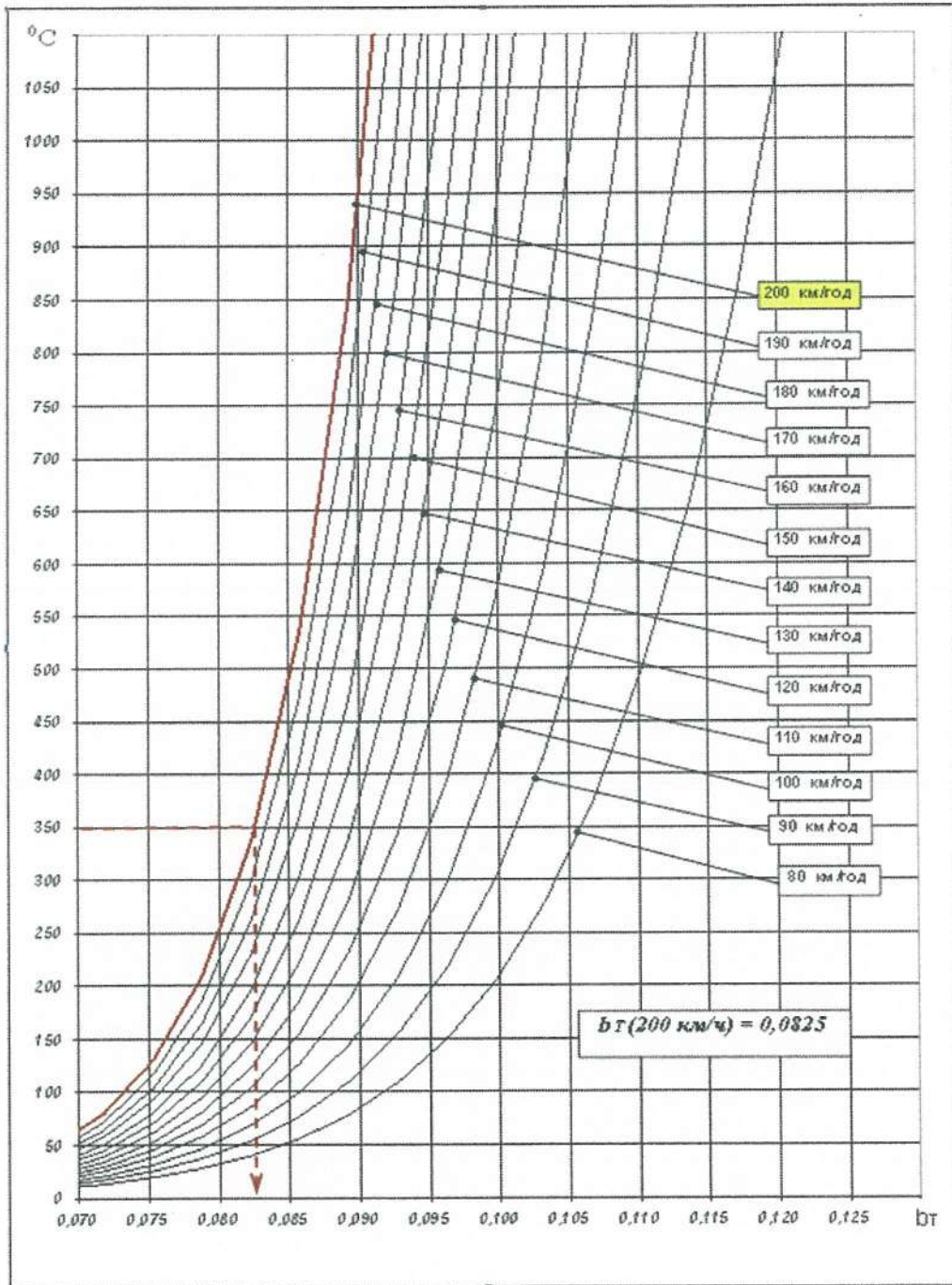


Рис. 17. Номограммы для определения температуры нагрева диска при торможении

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

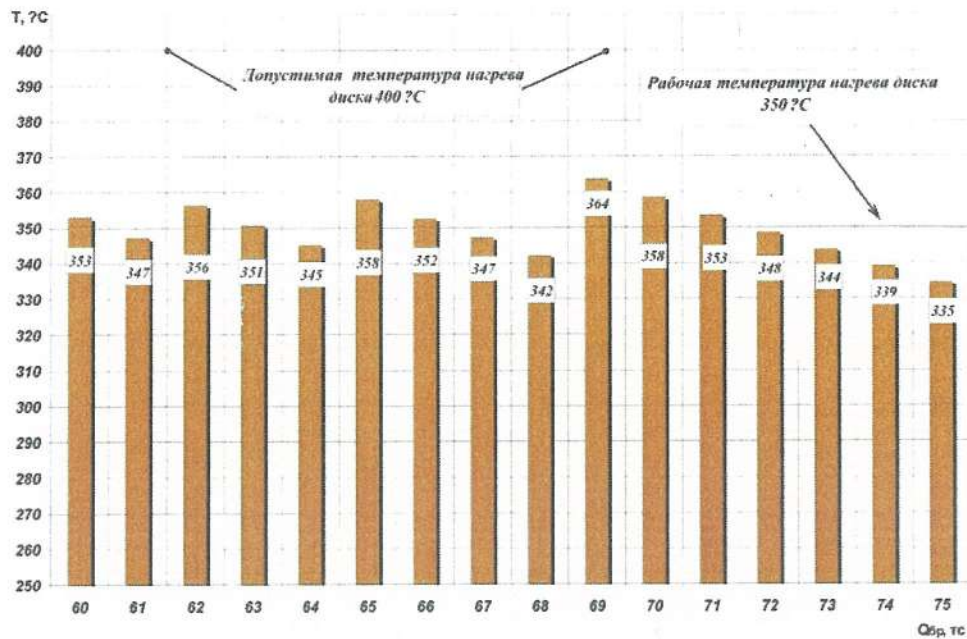


Рис. 18. Температура нагрева диска при торможении вагона с начальной скоростью 200 км/ч

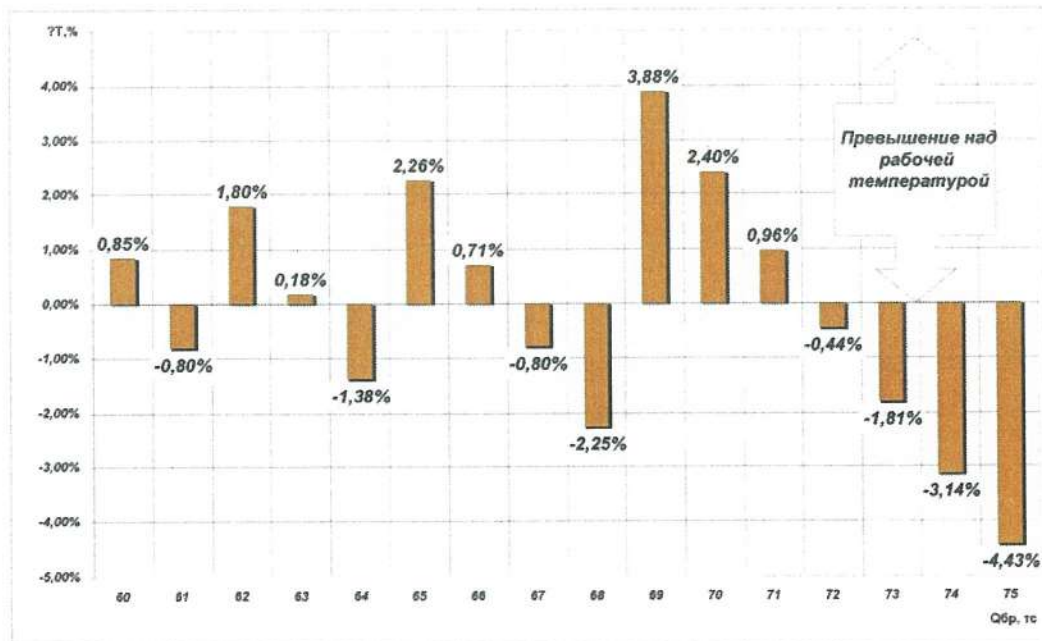


Рис. 19. Превышение температуры нагрева диска при экстренном торможении пассажирского поезда с начальной скоростью 200 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

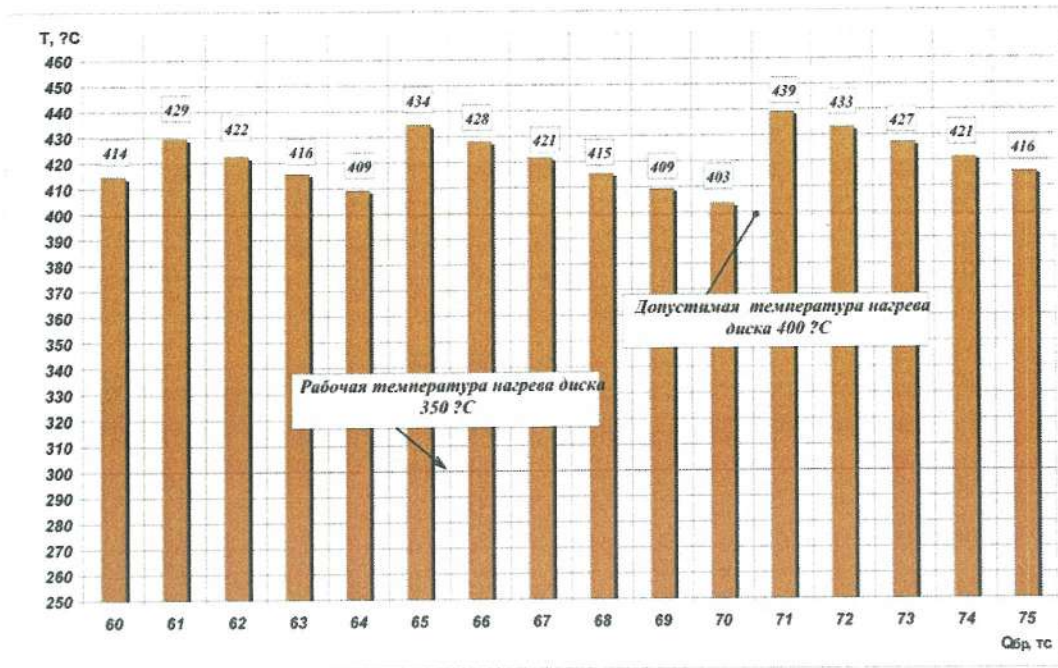


Рис. 20. Температура нагрева диска при торможении вагона с начальной скоростью 250 км/ч

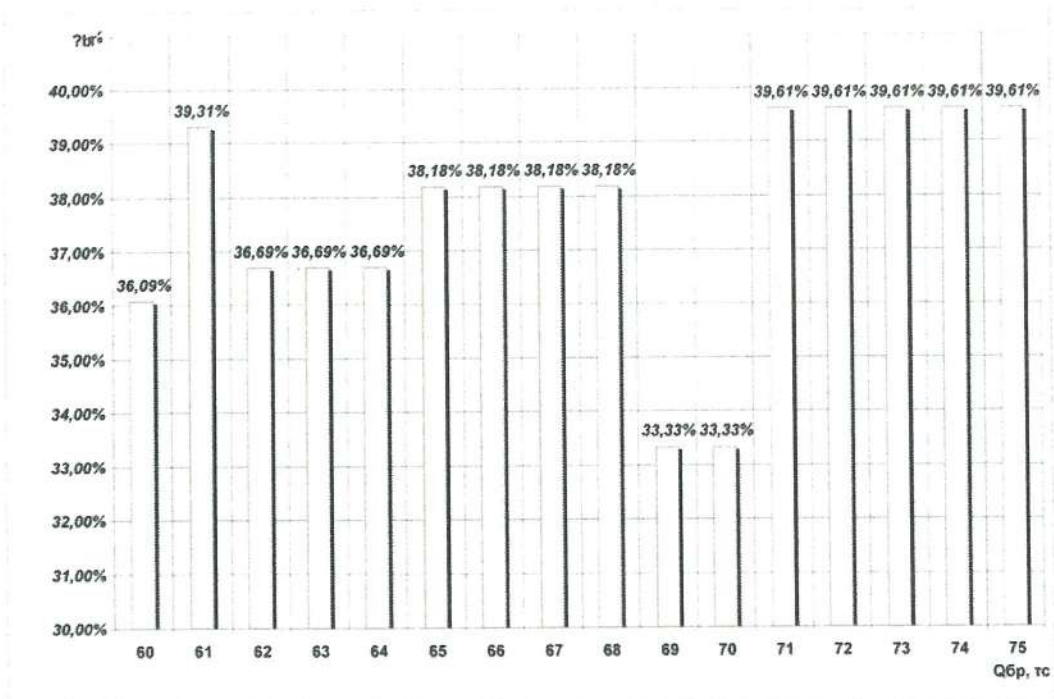


Рис. 21. Тормозная эффективность магниторельсового тормоза в процентном отношении от требуемой тормозной эффективности

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для скорости 200 км/ч при трех тормозных дисках температура нагрева (рис. 18) превышает рабочую температуру не более чем на 4 % (рис. 19), однако указанные температуры значительно меньше предельно допустимой величины 400 °С.

Для скорости 250 км/ч при четырех тормозных дисках температура нагрева превышает предельно допустимую во всем диапазоне изменения брутто вагонов (рис. 20).

Очевидно, для скорости 250 км/ч наличие четырех дисков на колесной паре недостаточно для выполнения условий по температурному режиму, поэтому предлагается для указанной скорости использовать тормозную систему, идентичную тормозной системе пассажирского вагона для скорости 200 км/ч, при этом оборудовать вагон дополнительным магниторельсовым тормозом.

Эффективность магниторельсового тормоза пассажирского вагона для скорости 250 км/ч составляет от 34 % до 40 % от требуемой тормозной эффективности (рис. 21).

Выводы

1 Для высокоскоростных пассажирских поездов в качестве критерия тормозной эффективности предлагается принимать тормозные пути на спусках 6 ‰ и 10 ‰, соответствующие пассажирскому поезду с колодочным тормозом при скорости до 160 км/ч включительно, согласно [1], а для ее оценки – удельную тормозную силу.

2 Дискретный параметрический ряд клещевых механизмов в зависимости от брутто пассажирского вагона реализует минимально допустимые значения удельной тормозной силы для обеспечения тормозной эффективности вагонов при скоростях движения 200 км/ч и 250 км/ч, удовлетворяющие существующим нормативным требованиям к тормозной эффективности, соответствующие пассажирскому поезду с колодочными тормозами при скорости 160 км/ч.

3 Тормозная эффективность пассажирских поездов ограничивается температурной нагруженностью тормозного диска, рабочая температура которого не должна превышать 350 °С, при максимально допустимой 400 °С.

4 Пассажирский вагон при трех тормозных дисках на каждой оси удовлетворяет температурному режиму для скорости 200 км/ч, для скорости 250 км/ч и четырех тормозных дисках на каждой оси температура нагрева превышает предельно допустимую величину.

5 Тормозная эффективность пассажирских поездов и температурные режимы работы дисков при скорости 200 км/ч обеспечиваются установкой трёх тормозных дисков на каждой оси. Исследования выполнены без учета проверки выполнения условия безюзового торможения. Для выполнения условия безюзового торможения, возможно, потребуются применение магниторельсового тормоза, для чего необходимо провести дополнительные расчетные исследования.

6 Для обеспечения движения пассажирских поездов со скоростью 200 км/ч рекомендуется устанавливать на вагоне по три тормозных диска на каждой колесной паре, причем исследования выполнены с учетом обеспечения тормозной эффективностью, но без учета выполнения условия безюзового торможения, поэтому для выполнения условий недопущения юзовых ситуаций, возможно, необходимо применять магниторельсовый тормоз.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

7 Целесообразно на пассажирских вагонах для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч применять идентичные пневматические тормозные системы, при этом пассажирские вагоны для скорости 250 км/ч должны быть оборудованы магниторельсовым тормозом, тормозная эффективность которого должна составлять от 34 % до 40 % от требуемой тормозной эффективности в зависимости от брутто вагона.

8 Предложена формула для определения эффективной площади поршня клацевого механизма в зависимости от удельной тормозной силы и брутто вагона.

ЛИТЕРАТУРА

1. ЦШ-0001 ІНСТРУКЦІЯ з сигналізації на залізницях України. - Київ 2008.
2. Донченко А.В. Оптимізація параметрів дискової тормозної системи / А.В. Донченко, Ю.Я. Водяніков, М.І. Яланський, Т.В. Шелейко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. - Луганськ, 2009. - № 4 (134) частина 1. - С. 229-236.
3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)». ГосНИИВ-ВНИИЖТ. 1996 г.
4. Сафронов А.М. Критерии оценки тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом / А.М. Сафронов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. - Луганськ, 2010. - № 5 (147) частина 1. - С. 115-120.
5. Водяніков Ю.Я. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя / Ю.Я. Водяніков, О.М. Сафронов, М.І. Яланський, О.О. Пятаков // Вагонний парк. – 2009. - № 9-10/2009. - С. 16-17.
6. В.Г.Иноземцев, П.Т.Гребенюк. Нормы и методы расчета автотормозов. – И-во «Транспорт», Москва, 1971 г., 57 с.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТОРМОЗНОГО ПУТИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА С ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ

Представлены результаты анализа методик расчета тормозных путей. Показано, что расчетные значения тормозных путей в значительной степени зависят от методики расчета. Установлено, что метод численного интегрирования дифференциального уравнения дает большую погрешность в определении тормозного пути по сравнению с методом Рунге-Кутты.

При проектировании тормозных систем пассажирских вагонов одной из важнейших характеристик является расчетный тормозной путь поезда на площадке и нормированных уклонах. При этом актуальными остаются задачи по выбору метода определения длины тормозного пути поезда, критерием которого является сопоставимость результатов расчетных исследований с экспериментальными, полученными при ходовых тормозных испытаниях.

Нелинейное дифференциальное уравнение движения поезда как единой массы при неустановившемся торможении имеет вид [1]:

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot \{b_T [\delta_o(t), \varphi_{mp}] + w_{ox}(v) \pm i\} , \tag{1}$$

где ζ – замедление поезда под действием удельной замедляющей силы, км·кН/(Н·ч²), (км·тс/(кг·ч²));

$w_{ox}(v)$ – удельное основное сопротивление движению, Н/кН (кгс/тс);

$\pm i$ – величина уклона пути, ‰;

$\delta_o(t)$ – действительный коэффициент силы нажатия накладок;

φ_{mp} – коэффициенты трения соответственно колодок и накладок;

b_T – удельная тормозная сила, кН/кН (тс/тс), определяемая по формуле [1]:

$$b_T = \delta \cdot \varphi_{mp} . \tag{2}$$

При решении тормозных задач вводится допущение, что коэффициент трения тормозных колодок за время наполнения цилиндров не изменяется [1]. Процесс возрастания тормозной силы поезда представляется в виде непрерывной интегрируемой в квадратурах функции или аппроксимируется кусочно-линейной функцией времени. Для определения тормозных путей применяют метод интегрирования дифференциального уравнения движения поезда при установившемся торможении [1].

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В зависимости от решения конкретных задач при тормозных расчетах используются следующие методы решения дифференциальных уравнений движения:

- 1) аналитический метод расчета по интервалам скорости (метод суммирования);
- 2) аналитический метод расчета интегрированием уравнения движения поезда при установившемся торможении;
- 3) метод расчета численным интегрированием по интервалам времени;
- 4) графический метод;
- 5) метод расчета по номограммам;
- 6) численное интегрирование системы дифференциальных уравнений.

В практике расчетных исследований стран СНГ наибольшее распространение получил метод численного интегрирования уравнения движения поезда по интервалам скорости. При этом разрешающее уравнение имеет вид [2]:

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_H}{3,6} + \sum_1^k \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_k^2)}{b_T + w_{ox} + i_c}, \quad (3)$$

где V_0 – скорость в начальный момент торможения, км/ч;

k – количество интервалов скоростей;

v_n и v_k – начальная и конечная скорости поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

t_H – время подготовки автотормозов к действию, с.

Для пассажирского поезда при пневматическом и электропневматическом торможениях время подготовки автотормозов к действию определяется по формулам [2]:

$$t_H = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_T}, \quad (4)$$

$$t_H = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{b_T}. \quad (5)$$

Заслуживающим внимания является предложение Сафронова А.М. определять тормозные пути одиночного пассажирского вагона на площадке путем решения уравнения (1) методом Рунге-Кутты четвертого порядка с учетом времени наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом [3]:

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot \left(\frac{r_{np} \cdot n_{pn} \cdot \eta_{km}}{R_k \cdot P} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{F_n}{1000} \cdot \left(\begin{array}{l} H(-t_1) H(-t) (-0,00203 \cdot (t-t)^2 - \\ - 0,10338 \cdot (-t_1) + 1,19382 \cdot (-t_1) + \\ + P_{пол} \cdot H(-t_2) \end{array} \right) \cdot K_{np} \right) \cdot \Phi_{np} + w_{ox}(v) \right), \quad (6)$$

где $H(x)$ – функция Хевисайда – кусочно-постоянная функция, которая определяется формулой:

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases}, \quad (7)$$

t_1 – время от начала торможения до начала прижатия тормозных накладок к диску, обусловленное преодолением силы отпускной пружины, с;

t_2 – время от начала торможения до установившегося давления в тормозном цилиндре, с;

r_{np} – радиус трения тормозного диска, мм;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

- R_k – расчетный радиус колеса по кругу катания, мм;
- $P_{ном}$ – номинальное давление в тормозном цилиндре, кгс/см²;
- n – количество дисков, установленных на вагоне;
- i_{pn} – передаточное число рычажной передачи клещевых механизмов;
- $\eta_{км}$ – КПД клещевого механизма;
- $K_{пр}$ – усилие возвратной пружины, кгс;
- $\varphi_{тр}$ – коэффициент трения накладки и диска;
- P – вес вагона, тс;
- F_n – эффективная площадь тормозного цилиндра, см².

Для определения тормозного пути поезда на площадке по результатам ходовых тормозных испытаний одиночного вагона методом «бросания» время подготовки тормозов к действию, учитывающее скорость распространения тормозной волны при пневматическом торможении, принимается равной половине времени, вычисляемого по формулам (4) или (5) без учета уклонов.

Сравнительный анализ тормозных путей, полученных при ходовых тормозных испытаниях одиночного вагона и по формуле (6), показал их хорошую сходимость (рис. 1).

При проведении испытаний пассажирского поезда, состоящего из локомотива ЧС8 (вес 175 тс, восемь осей) и девяти порожних вагонов (с массой тары вагона – 55 т) была получена зависимость тормозного пути (S) от скорости (V_0) в начале торможения (рис. 2), описываемая уравнением:

$$S = 0,0394 \cdot V_0^2 + 1,2998 \cdot V_0, \quad (8)$$

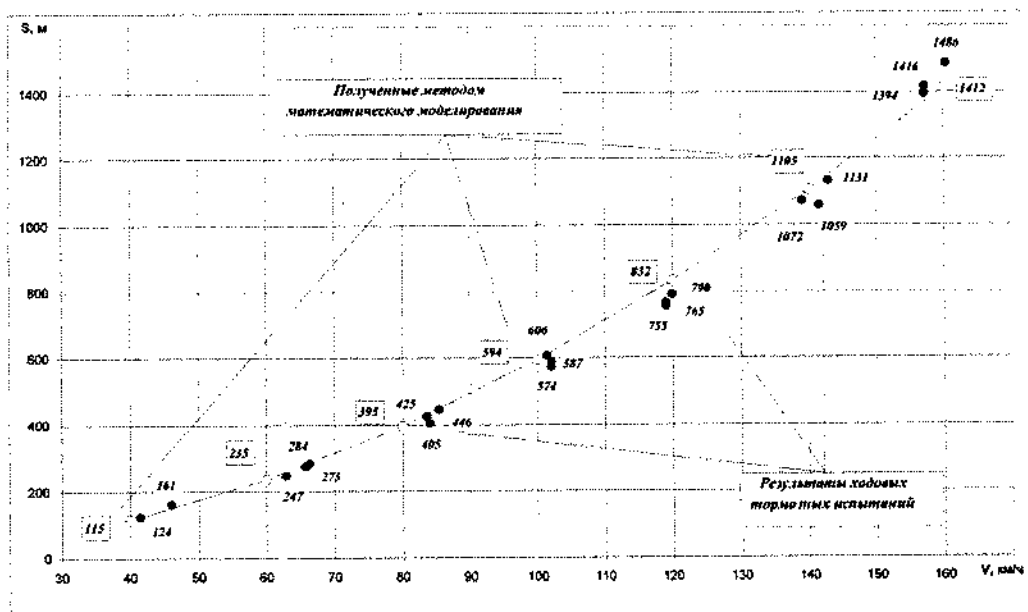


Рис. 1 Тормозные пути одиночного пассажирского вагона на площадке при экстренном пневматическом торможении

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

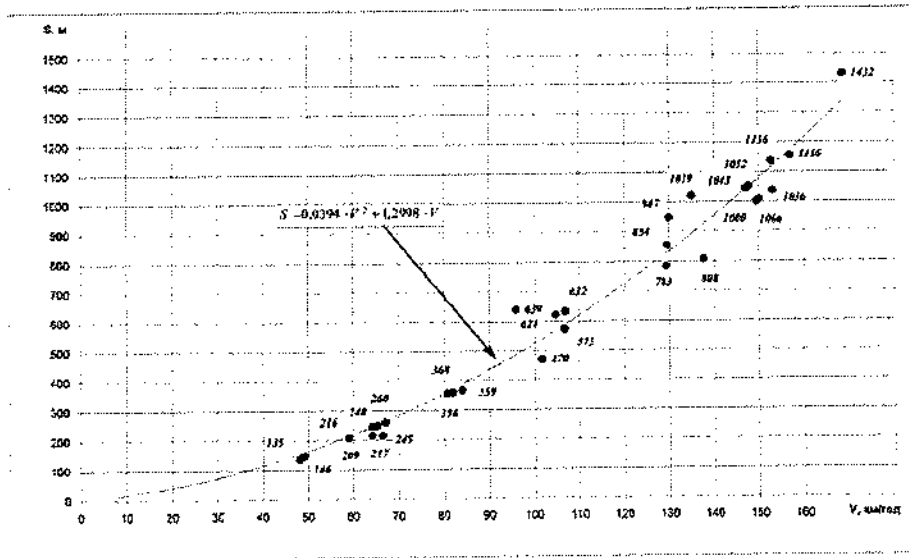


Рис.2 Тормозні пути пасажирського поїзда в порожньому стані, отримані в процесі ходових тормозних випробувань на участку «Полтава-Гребенка-Полтава», при екстремному пневматическому торможенні

Теоретичний розрахунок тормозного пути поїзда по формулам (3) і (6) виконувався при наступних характеристиках тормозної ефективності:

Локомотив:

- розрахункова сила нажаття тормозних колодок на ось – 16 тс [4];
- розрахунковий коефіцієнт сили нажаття чугунних колодок на колеса:

$$\delta_{\text{л}} = \frac{16 \cdot 8}{175} = 0,731 ,$$

– дійсний коефіцієнт сили нажаття в пересчете на дисковий тормоз визначався по номограмме (рис.3) і склав 0,189.

Для пасажирських вагонів дійсний коефіцієнт сили нажаття накладок на диски складає 0,289.

Дійсний коефіцієнт сили нажаття накладок поїзда визначався по формуле:

$$\delta_{\text{д.поїзд}} = \frac{Q_{\text{л}} \cdot \delta_{\text{л}} + m \cdot T_{\text{в}} \cdot \delta_{\text{в}}}{Q_{\text{л}} + m \cdot T_{\text{в}}} , \tag{9}$$

где $Q_{\text{л}}$ – вага екіпірованого локомотива, $Q_{\text{л}} = 175$ тс;

m – кількість вагонів в складі пасажирського поїзда, $m = 9$;

$T_{\text{в}}$ – вага тары одного пасажирського вагона, $T_{\text{в}} = 55$ т;

$\delta_{\text{л}}$ і $\delta_{\text{в}}$ – дійсні коефіцієнти сили нажаття накладок на диск відповідно для локомотива і вагона.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

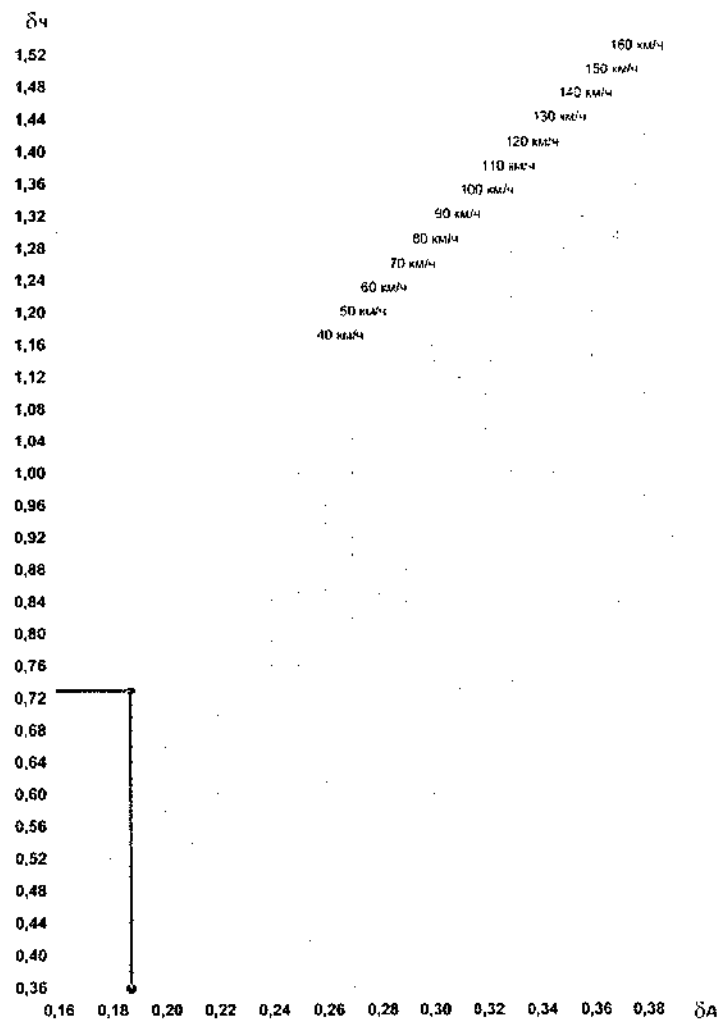
Таким образом,

$$\delta_{\text{середн}} = \frac{175 \cdot 0,189 + 55 \cdot 0,289 \cdot 9}{175 + 55 \cdot 9} = 0,263$$

Средняя осевая нагрузка для поезда составляет:

$$q = \frac{Q_s + m \cdot T_s}{8 + 4 \cdot m} = \frac{175 + 55 \cdot 9}{44} = 15,23 \quad \text{тс.}$$

Расчетные значения тормозных путей пассажирского поезда, выполненные по двум методикам, показали, что наилучшее совпадение с экспериментальными данными получено методом непосредственного решения дифференциального уравнения Рунге-Кутты (рис. 4).



**Рис.3 Номограммы пересчета расчетного коэффициента силы нажатия
чугунных колодок на действительный коэффициент силы нажатия накладок
на диски**

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

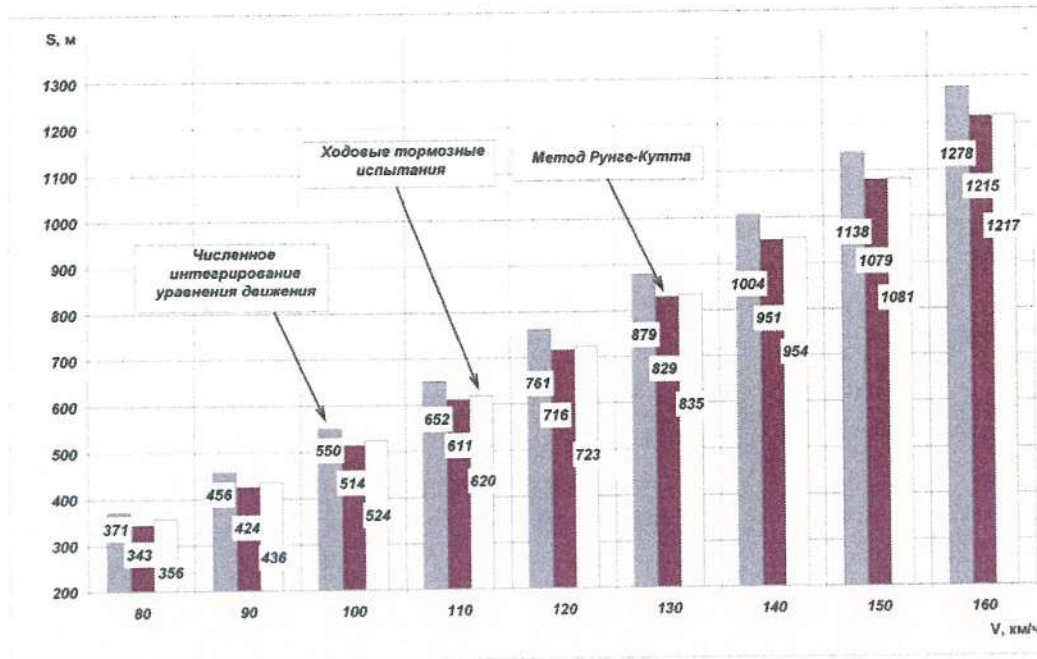


Рис. 4. Расчетные и фактические значения тормозных путей пассажирского поезда на площадке при экстренном пневматическом торможении

Максимальное расхождение расчетных и фактических значений тормозных путей составило более 5 % при использовании метода численного интегрирования, особенностью метода Рунге-Кутты является уменьшение расхождений тормозных путей с увеличением скорости в начале торможения (рис. 5).

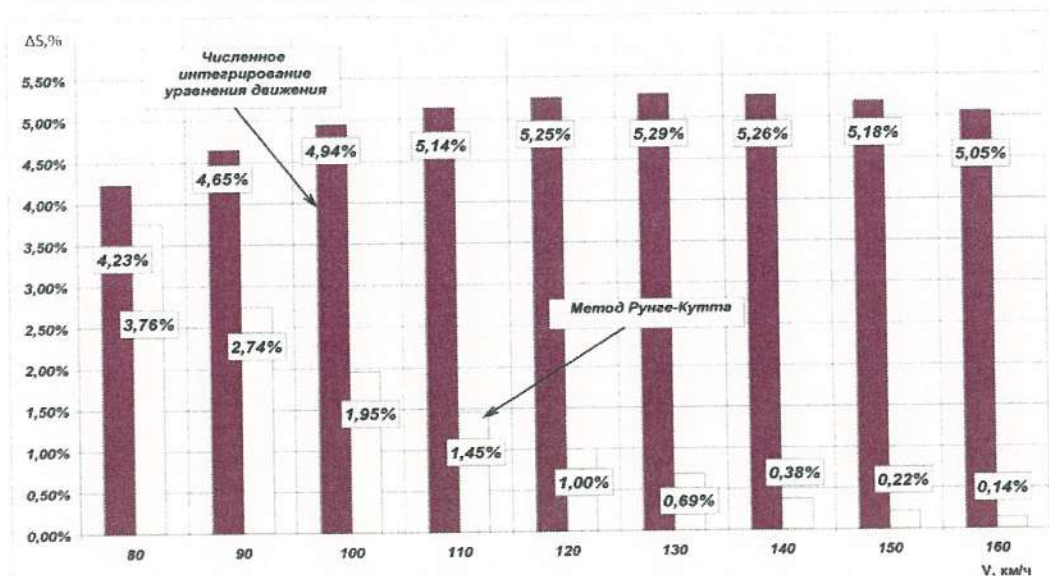


Рис. 5. Отклонение расчетных и фактических значений тормозных путей пассажирского поезда на площадке при экстренном пневматическом торможении

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выводы

1 Выполненные исследования показали, что наилучшее совпадение расчетных и фактических тормозных путей может быть получено при непосредственном решении дифференциального уравнения методом Рунге-Кутты.

2 При определении тормозного пути пассажирского поезда методом численного интегрирования расчетные и фактические тормозные пути отличаются более чем на 5 %.

3 Для более объективной оценки тормозных путей как одиночных вагонов, так и пассажирского поезда более предпочтительным является метод Рунге-Кутты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гребенюк П.Т. Правила тормозных расчетов / Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2004. – 112 с.
2. Иноземцев В.Г. Нормы и методы расчета автотормозов / Иноземцев В.Г., Гребенюк П.Т. – М.: «Транспорт», 1971. – 157 с.
3. Сафронів О.М. Підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів шляхом удосконалення процесів функціонування дискових гальм: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.07 / Сафронів Олександр Михайлович. – К., 2010. – 168 с.
4. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. – К.: Транспорт України, 2002. – 145 с.

УДК 629.4-592.52:001.891.5

Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, А.Е. Нищенко, К.Л. Жихарцев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА ИЗ ПНЕВМОРЕССОР ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА С ПНЕВМОПОДВЕШИВАНИЕМ

Изложены результаты исследования расхода воздуха из системы пневмоподвешивания пассажирского вагона при экстренных пневматических торможениях. Представлены расчетные формулы для определения расхода воздуха. Показано, что на характер распределения амплитуд давлений оказывают тормозные силы, а максимальный расход воздуха из пневморессор при торможении не превышает 0,5 л.

Важнейшей составной частью рельсовых экипажей являются устройства демпфирования и гашения колебаний кузова при движении по неровностям рельсового пути, призванные обеспечивать требуемые динамические характеристики вагона.

Особую актуальность вопросы динамики приобретают для пассажирских вагонов с учетом дальнейшего повышения скоростей движения до 200 км/ч и более. Из всего разнообразия технических устройств и систем гашения колебаний следует выделить системы пневмоподвешивания, которые отличаются простотой и надежностью.

Как показали предварительные исследования, пневматические рессоры улучшают ходовые качества пассажирского вагона как в вертикальном, так и горизонтальном направлениях, наибольшая эффективность проявляется при скоростях свыше 120 км/ч.

Дополнительный источник расхода воздуха, каким является система пневмоподвешивания, в одну из актуальных выдвигает задачу по оценке расхода воздуха из системы пневмоподвешивания в процессе торможения и движения по неровностям рельсового пути. В этой связи исследования по определению расхода воздуха из системы пневмоподвешивания можно разделить на два независимых этапа: определение расхода воздуха при торможении вагона и при движении на прямых и кривых участках рельсового пути.

Экспериментальные исследования по определению расхода сжатого воздуха из системы пневмоподвешивания в процессе экстренного пневматического торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-160) км/ч проводились для пассажирского вагона купейного типа, загруженного до номинальной вместимости.

Изменение давления в пневморессорах при торможении записывалось на компьютер с использованием датчиков давлений, которые были предварительно протарированы, одновременно записывалась текущая скорость движения вагона.

© Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, А.Е. Нищенко, К.Л. Жихарцев, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

При тормозных испытаниях система пневмоподвешивания отключалась от питательной магистрали.

Схема расстановки датчиков давлений представлена на рис. 1.

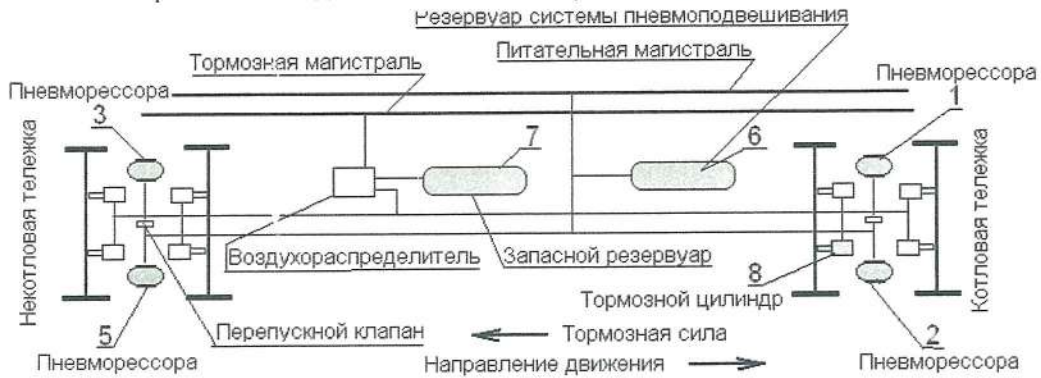


Рис.1. Схема расстановки датчиков давлений: 1,2,3,5,6,7,8 – номера датчиков давлений

Анализ давлений, реализуемых в пневморессорах при экстренном торможении, показывает, что на динамику изменения давлений оказывает влияние не только динамическое воздействие на колесные пары вагона со стороны рельсового пути, но и силы, возникающие при торможении, о чем свидетельствует различие колебательного процесса давлений сжатого воздуха в пневморессорах на котловой и некотловой тележках (рис. 2-7).

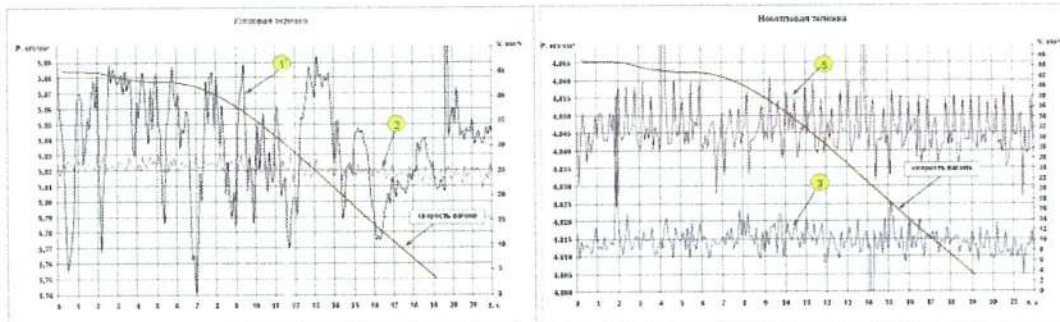


Рис.2. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 40 км/ч

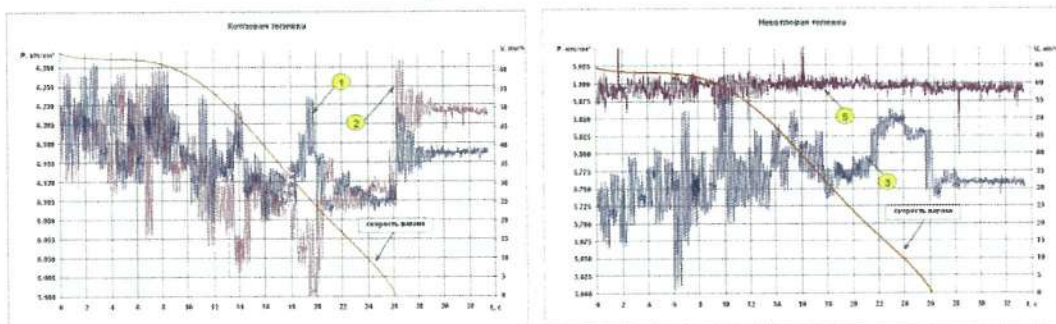


Рис.3. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 60 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

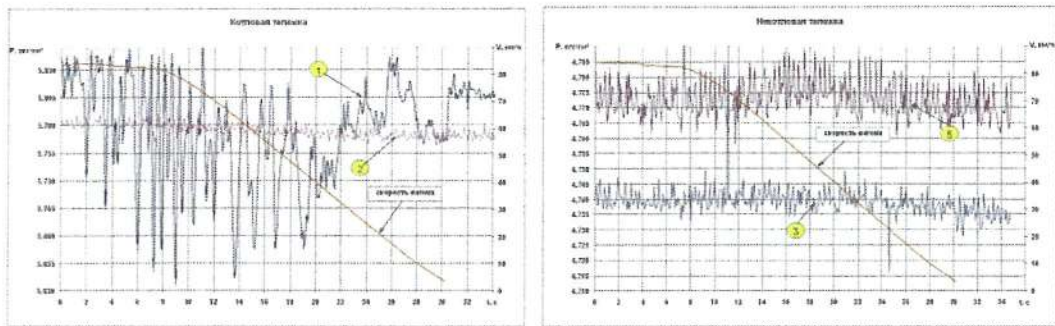


Рис.4. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 80 км/ч

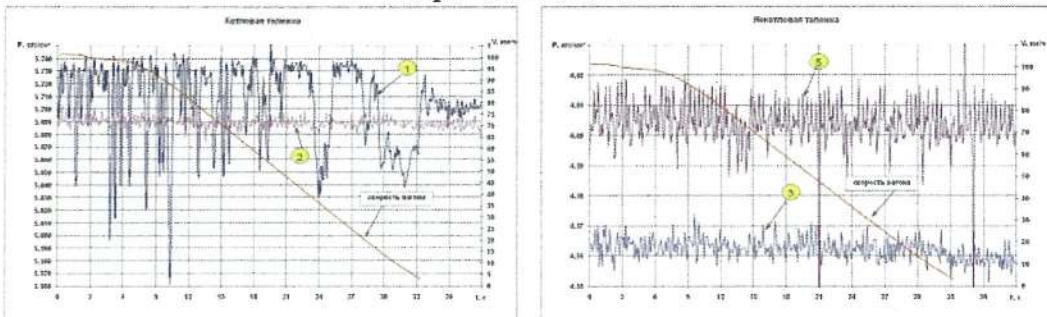


Рис.5. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 100 км/ч

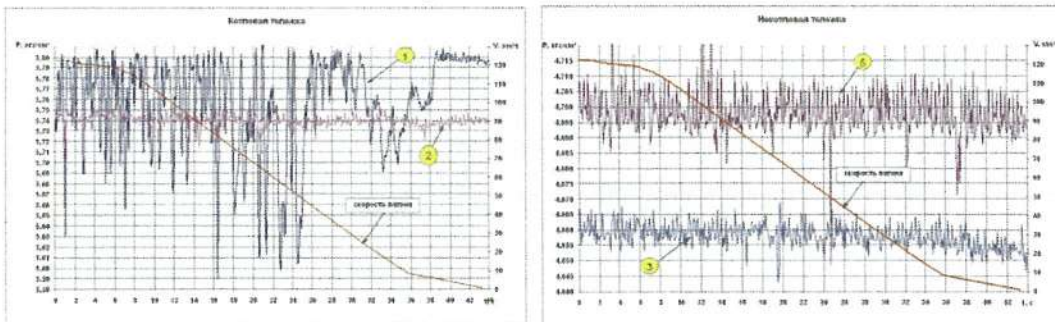


Рис.6. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 120 км/ч

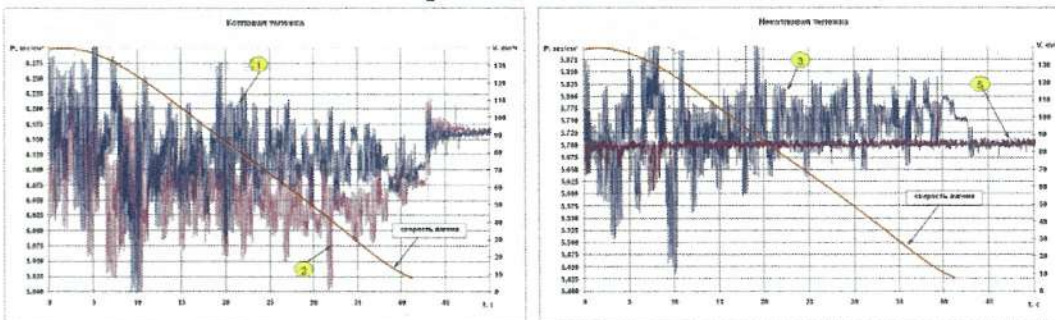


Рис.7. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 140 км/ч

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

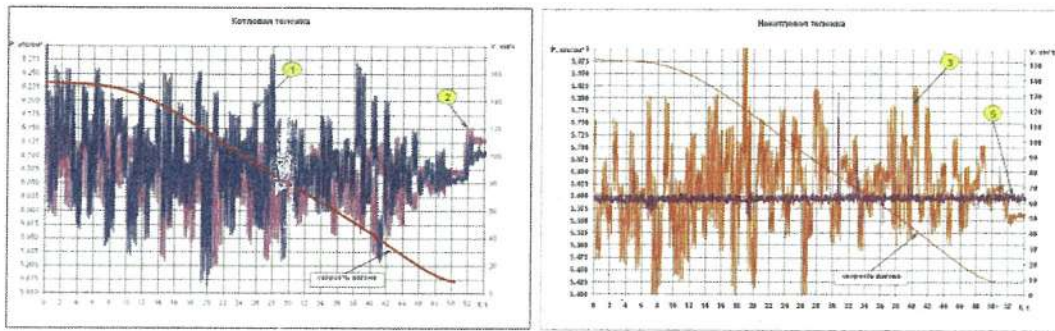


Рис.8. Динамика изменения давления в пневморессорах при скорости в начале торможения 160 км/ч

Расход воздуха определялся исходя из адиабатического закона изменения давления и объема при условии отсутствия теплообмена с внешней средой:

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma, \quad (1)$$

где p_1 - первоначальное давление в пневморессоре;

p_2 - конечное давление в пневморессоре;

v_1 - объем воздуха в пневморессоре при давлении воздуха p_1 ;

v_2 - объем воздуха в пневморессоре при давлении воздуха p_2 ;

γ - показатель политропы, для воздуха $\gamma=1,4$.

Объемный расход воздуха, с учетом формулы (1), определялся по формуле:

$$\Delta v = v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/\gamma} \right]. \quad (2)$$

Давления в пневморессорах записывались на ЭВМ в виде отдельных реализаций, соответствующих одному опыту («бросанию»), при этом для определения расхода воздуха необходимо иметь данные о фактическом объеме воздуха в пневморессорах на начало реализации.

Начальный фактический объем (v_i^n) в пневморессоре определялся по формуле (3), а коэффициент α по номограмме (рис. 9).

$$\begin{aligned} v_i^n &= v_{i-1}^k \cdot \left(\frac{p_{i-1}^k}{p_i^n} \right)^{1/\gamma} = \alpha \cdot v_{i-1}^k = \\ &= v_{i-1}^k \cdot \left(-0,07718 \cdot \left(\frac{p_{i-1}^k}{p_i^n} \right)^3 + 0,539251 \cdot \left(\frac{p_{i-1}^k}{p_i^n} \right)^2 + 0,55817 \cdot \left(\frac{p_{i-1}^k}{p_i^n} \right) - 0,023356 \right), \end{aligned} \quad (3)$$

где v_i^n - начальный объем воздуха в пневморессоре на начало записи i -ой реализации;

v_{i-1}^k - конечный объем воздуха в пневморессоре на конец записи $(i-1)$ реализации;

p_i^n - начальное давление воздуха в пневморессоре на начало записи i -ой реализации;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$v_{i,j}^k$ - конечное давление воздуха в пневморессоре на конец записи (i - 1) реализации;

α - коэффициент пропорциональности.

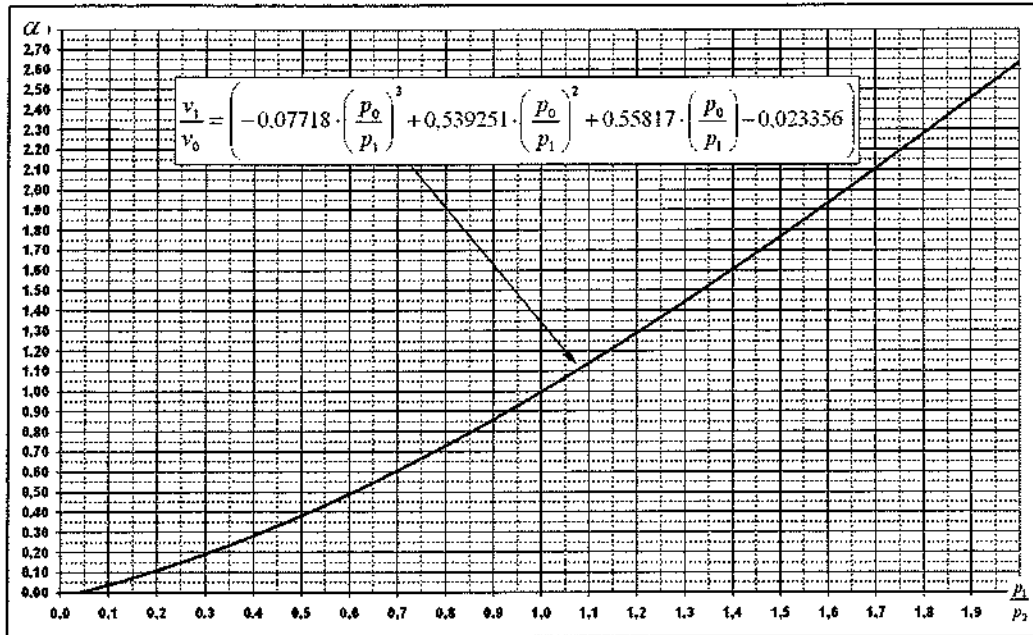


Рис. 9 – Номограмма для определения коэффициента α в формуле (3)

Расход (поступление) воздуха из пневморессоры определялся по формуле:

$$\Delta v = \beta \cdot v_1 = v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/\gamma} \right], \quad (4)$$

где v_1 и p_1 - начальные значения объема и давления в пневморессоре;

v_2 и p_2 - конечные значения объема и давления в пневморессоре;

β - коэффициент пропорциональности.

Коэффициент β определяется по формуле (5) или по номограмме (рис. 10).

Так как емкость пневматических резервуаров указывается в литрах, то и расход воздуха также определялся в литрах.

$$\beta = 0,07718 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^3 - 0,539251 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 - 0,55817 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + 1,023356 \cdot \quad (5)$$

Перед каждым выездом на полигон испытаний производилась зарядка системы пневмоподвешивания до достижения номинальных давлений в пневморессорах, а также проверялась плотность элементов пневмоподвешивания.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

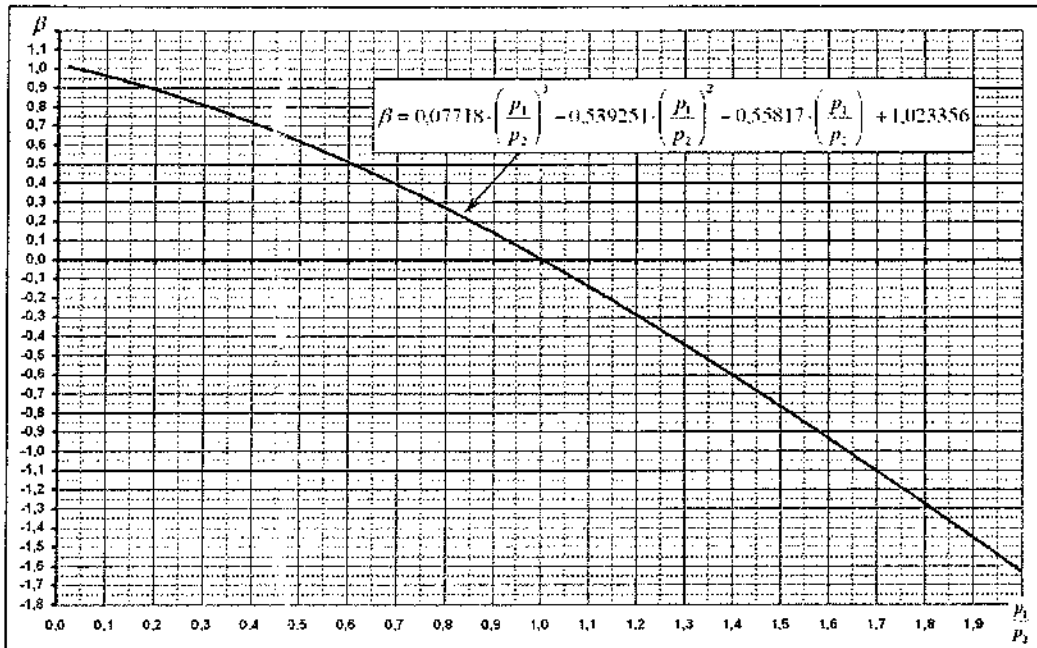


Рис. 10. Номограма для определения коэффициента β в формуле (5)

Результаты расчетно-экспериментальных исследований расхода воздуха из системы пневмоподвешивания при экстренном пневматическом торможении представлены в табл. 1.

Таблица 1. Расход воздуха в пневморессорах при экстренном пневматическом торможении

Скорость в начале торможения, км/ч	Расход воздуха в пневморессорах, л				Суммарный расход воздуха, л
	1	2	3	4	
40	-0,020235	-0,05647	-0,02947	-0,01976	-0,12594
60	-0,074984	-0,01071	-0,04474	0,019618	-0,11082
80	0,0096395	-0,10077	-0,05413	-0,02984	-0,17511
100	-0,372932	-0,0356	-0,03438	-0,0282	-0,47111
120	-0,356029	-0,02141	-0,02478	-0,02286	-0,42507
140	-0,083206	-0,0108	-0,11857	0,082265	-0,13031
160	-0,224866	0,038588	-0,18925	0,021565	-0,35397

Знак плюс величины расхода в табл. 1 указывает на перетекание сжатого воздуха из одной пневморессоры в другую через перепускной клапан. Наибольший расход воздуха из пневморессор зафиксирован на тележке с котловой стороны вагона (рис. 11).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

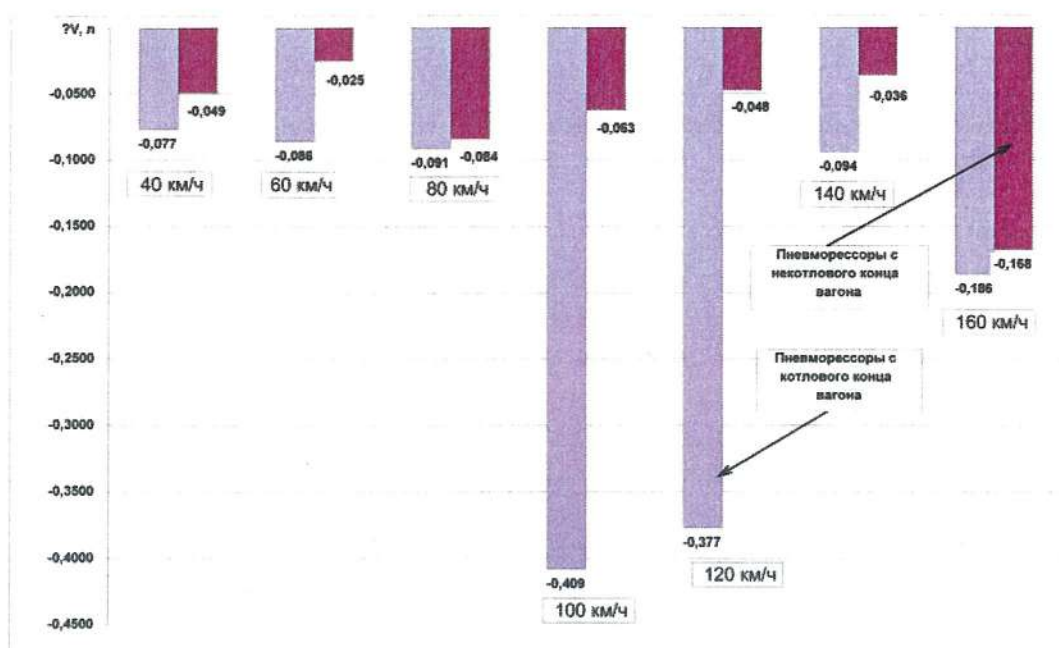


Рис. 11. Расход сжатого воздуха из пневморессор, установленных на тележках с котловой и некотловой концов вагона, при экстренном пневматическом торможении

На основании выполненных исследований установлено, что максимальная величина расхода сжатого воздуха из пневморессор при экстренном пневматическом торможении пассажирского вагона с системой пневмоподвешивания не превышает 0,5 л и составляет при суммарном объеме пневморессор 320 л - 0,15 %.

Ю.Я. Водяников, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ФАКТИЧЕСКИХ СИЛ НАЖАТИЯ НАКЛАДОК НА ДИСКИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Приведен сравнительный анализ теоретических и фактических сил нажатия накладок при торможении пассажирского вагона с дисковым тормозом. Показано, что фактические силы нажатия накладок на диски распределяются неравномерно и их величина меньше расчетной. Расхождение между теоретическими и фактическими силами нажатия увеличивается с увеличением давления в тормозном цилиндре и может составить до 6%.

Основным показателем тормозной эффективности пассажирского вагона является удельная тормозная, которая определяется как произведение тормозного коэффициента на коэффициент трения. Для дисковых тормозов коэффициент трения не зависит от скорости и температуры, а тормозной коэффициент определяется по формуле:

$$\delta_{\partial} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n K_{\partial i}}{Q+T}, \quad (1)$$

где K_{∂} - действительная сила нажатия накладки на диск;

Q - полезная нагрузка, тс;

T - тара вагона, тс;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, $r_{mp} = 233$ мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес $R_k = 479$ мм.

Тормозное нажатие на диск осуществляется клещевым механизмом, который состоит из тормозного цилиндра и системы рычагов и накладок, прижимаемых к диску при торможении.

На отечественных пассажирских вагонах используются клещевые механизмы фирмы «Кнопг-Времсе», закрепленные на поперечных балках рамы, характеризующиеся различными типами тормозных цилиндров (табл. 1).

По конструктивному исполнению и основным характеристикам клещевые механизмы идентичны и отличаются эффективной площадью установленного тормозного цилиндра.

Экспериментальные исследования показывают, что фактические тормозные пути вагона, полученные при испытаниях, отличаются от расчетных.

© Ю.Я. Водяников, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 1. Типи тормозних циліндрів клещевих механізмів

№ п/п	Тип тормозного циліндра	Ефективна площа, см ²
1	2	3
1	11	67,0
2	12	77,4
3	121	80,0
4	14	90,5
5	15	97,0
6	151	100,5
7	16	105,0
8	18	112,0
9	20	122,0
10	22	131,6
11	24	142,7

Gr 34
150

Поэтому исследования, направленные на выявления причин расхождений экспериментальных результатов с теоретическими расчетами и величины этих расхождений, являются актуальными и позволят получить более точные оценки тормозной эффективности при расчетных исследованиях.

Так как величина коэффициента трения диска и накладки является постоянной, основным фактором, влияющим на величину тормозной силы, будет являться действительная сила нажатия накладок на диски.

Теоретические силы нажатия накладок на диски при торможении определяются по формуле:

$$K_d = \frac{i_{км} \cdot \eta_{тб}}{1000 \cdot m} \cdot \left(\frac{F_{ц} \cdot P_{ц}}{10} - F_{пр} \right), \quad (2)$$

- где $i_{км}$ - передаточное число клещевого механизма, $i_{км} = 11,41$;
 m - число тормозных колодок, передающих усилия на диск, - 2;
 $\eta_{тб}$ - КПД тормозного блока, $\eta_{тб} = 0,97$;
 $F_{ц}$ - площадь поршня тормозного цилиндра;
 $F_{пр}$ - усилие возвратной пружины цилиндра;
 $P_{ц}$ - давление в тормозном цилиндре, кПа.

Фактическая величина сил нажатия накладок на диски измеряется путем реализации экстренного пневматического торможения в стационарных условиях.

Экспериментальные исследования по определению сил нажатия накладок проводились на пассажирском вагоне, оборудованном дисковыми тормозами, характеристики клещевых механизмов которых представлены в табл.2.

Для измерения сил нажатия накладок использовались силоизмерительные датчики, причем на каждую накладку устанавливалось по два датчика (рис. 1), схема измерения показана на рис. 2.

Всего было проведено 25 торможений.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 2. Характеристики клещевого механізму

Наименование показателя	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная площадь поршня тормозного цилиндра (тип 15)	F_p	см ²	97
Усилie возвратной пружины	$K_{пр}$	Н	630
Передаточное число тормозного блока	$i_{св}$	-	11,41
КПД клещевого механізму	$\eta_{км}$	-	0,97
Количество тормозных накладок, действующих на диск	m	-	2
Общее количество тормозных накладок	$\sum m$	-	16
Радиус трения тормозного диска	r	мм	233
Диаметр колеса по кругу катания (нового)	D_{\max}	мм	958

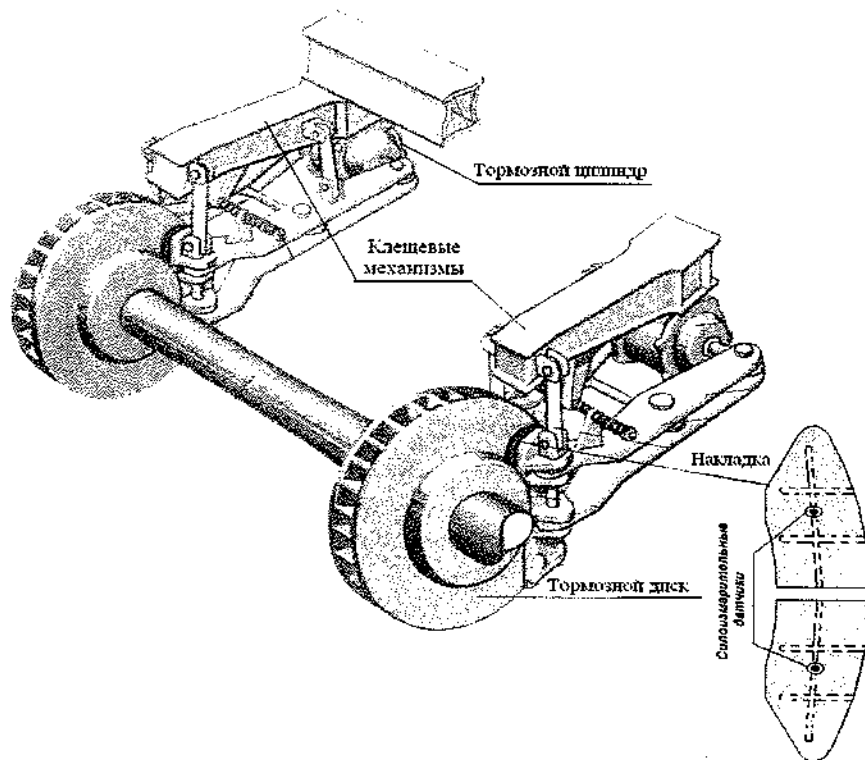


Рис. 1. Размещение датчиков на накладке

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

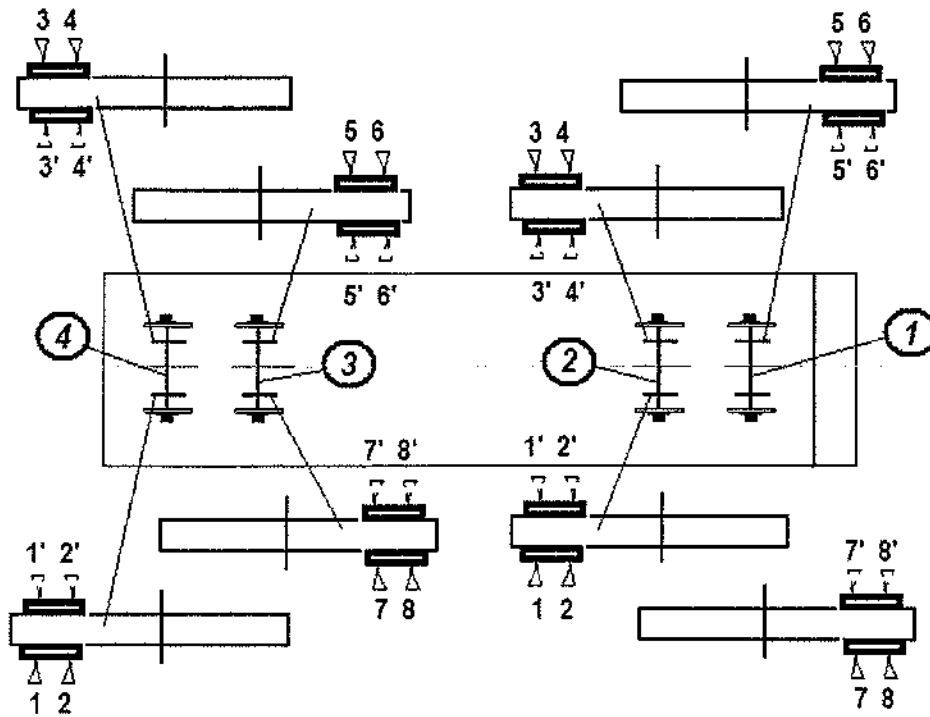


Рис. 2. Схема установки силоизмерительных датчиков

Анализ измерений показал (рис. 3), что силы нажатия накладок на диски распределяются неравномерно (рис. 4 и 5), а их статистическое распределение подчиняется нормальному закону, для которого функция распределения и плотность вероятности имеет вид [1]:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} dx, \quad (3)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}. \quad (4)$$

Величины сил нажатия накладок на диски, при установившихся давлениях в тормозных цилиндрах, подвергались статистической обработке с целью отсева значений, которые не попадают в статистическую закономерность.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

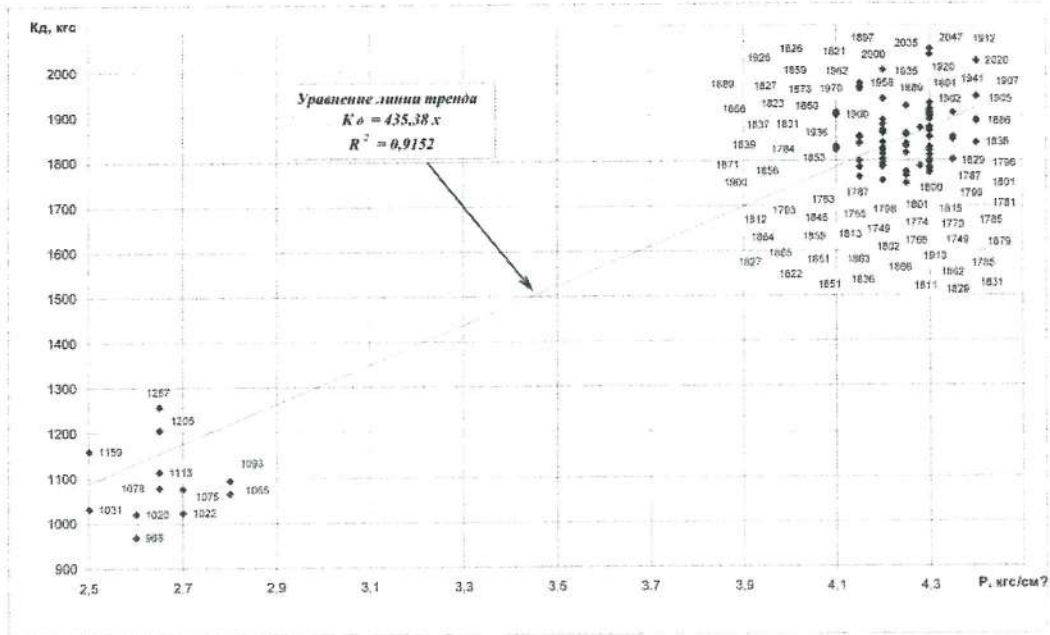


Рис. 3. Массив измеренных сил нажатий накладок на диски

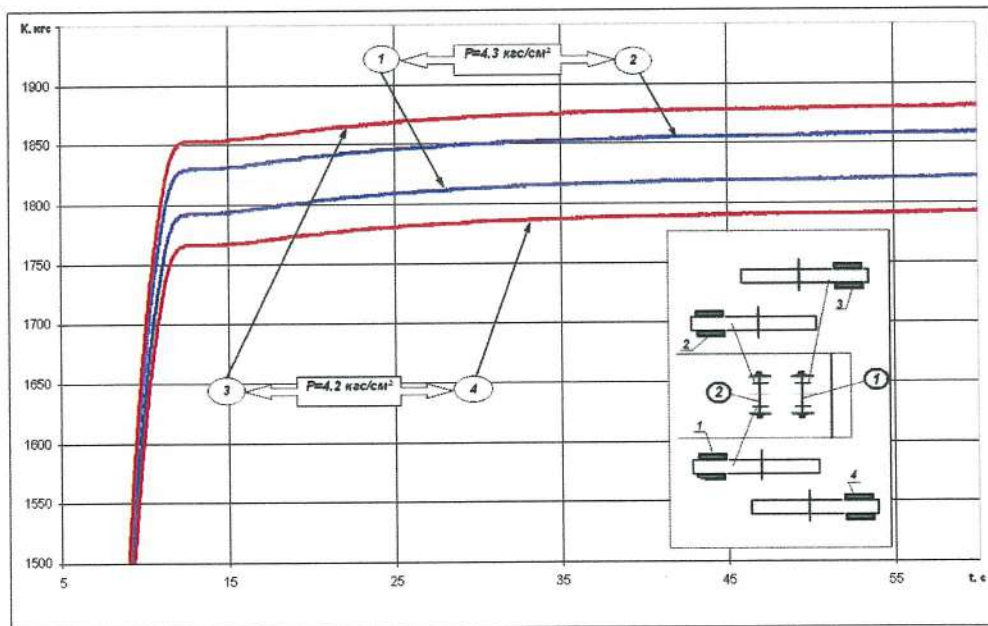


Рис. 4. Диаграмма изменения сил нажатия накладок, расположенных с внутренней стороны диска на тележке со стороны котлового конца пассажирского вагона

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

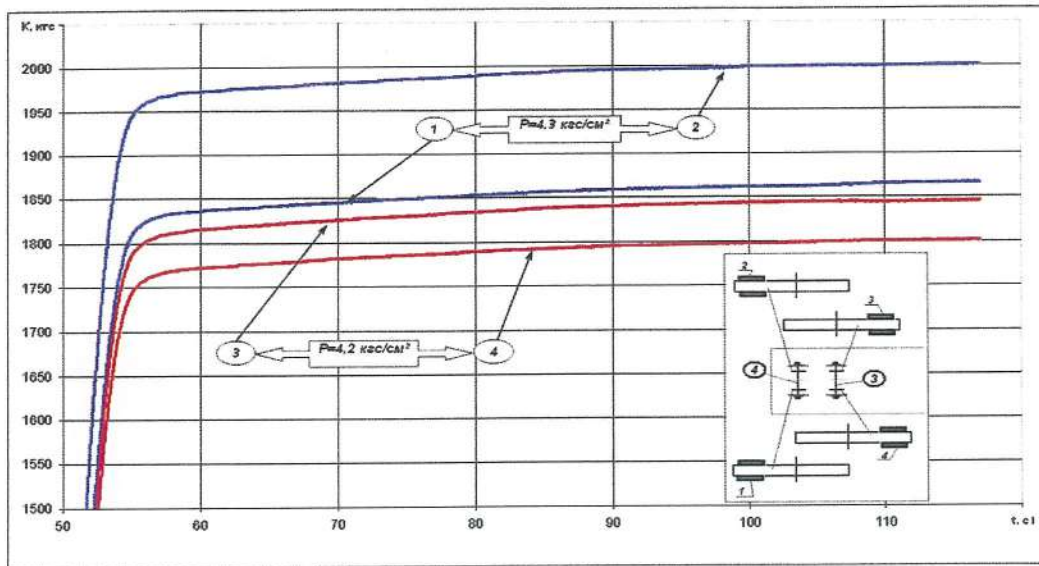


Рис. 5. Диаграмма изменения сил нажатия накладок, расположенных с внешней стороны диска, расположенных с внешней стороны диска на тележке со стороны не котлового конца пассажирского вагона

Случайная величина отсеивалась, если для нее выполнялось неравенство [2]:

$$\frac{a_i^{\max(\min)} - m}{s} > T_{p,n}, \quad (5)$$

где $a_i^{\max(\min)}$ - максимальное (минимальное) значение из выборочной совокупности случайных величин;

m - математическое ожидание измеренных значений;

s - стандартное отклонение;

$T_{p,n}$ - критическое значение T_p (p - процентная точка нормированного выборочного отклонения), обусловленное критическим значением распределения Стьюдента $d_{p,n-2}$ [2]:

$$T_{p,n} = \frac{d_{p,n-2} \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + d_{p,n-1}^2}}, \quad (6)$$

здесь $d_{p,n-2}$ - процентные точки Т-распределения Стьюдента.

где a и σ^2 - математическое ожидание и дисперсия случайной величины.

Доверительные интервалы для математического ожидания определялись за формулой [1]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (7)$$

где \bar{x} - выборочное среднее из независимых испытаний;

z_p - квантиль нормируемого нормального распределения.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Коефіцієнт варіації визначається по формулі [1]:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad (8)$$

Плотність розподілення сил нажаття приведена на рис 6.

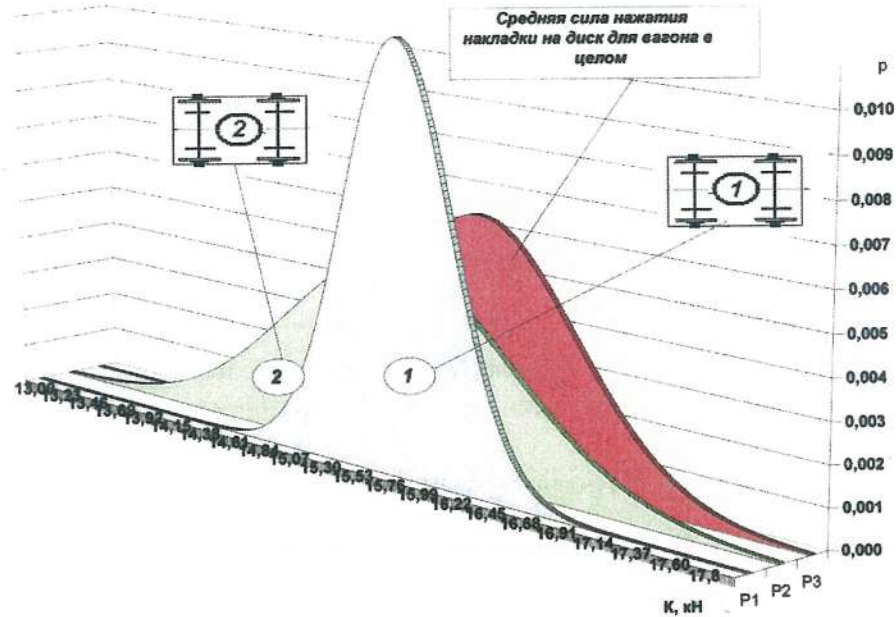


Рис. 6. Плотность распределения сил нажатия накладок на диски

Анализ расчетных и экспериментальных сил нажатия свидетельствует, что с увеличением давления в тормозном цилиндре их расхождение увеличивается (рис. 7).

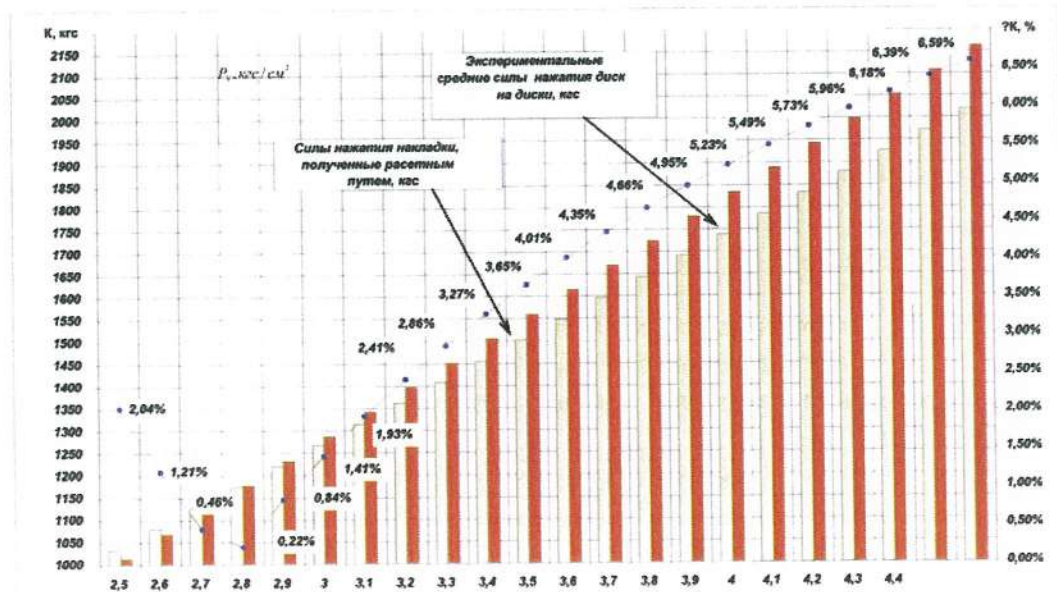


Рис. 7. Сравнительные диаграммы расчетных и экспериментальных сил нажатия накладок на диски при торможении

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выводы

- 1 Силы нажатия накладок на диски при торможении распределяются неравномерно и подчиняются нормальному закону распределения.
- 2 Фактические силы нажатия меньше теоретических.
- 3 Различие между фактическими и расчетными силами нажатия накладок тем больше, чем больше давление в тормозном цилиндре.

ЛИТЕРАТУРА

1. М.Н. Степанов. Статистичні методи обробки результатів механічних випробувань. Довідник. - М.: Машинобудування, 1985 р.
2. Вакс Лота. Статистическое оценивание. - М.: Статистика, 1976.

УДК 629.4

А.В. Донченко, Ю.Я. Водянніков, Т.В. Шелейко

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ НАТИСНЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Наведені результати розрахункових досліджень сил натиснень гальмівних колодок на колеса вантажного вагона під час гальмування. Показано, що застосування роздільної гальмівної системи дозволяє підвищити стабільність гальмівних характеристик і, тим самим, зменшити імовірність виходу миттєвих значень розрахункового коефіцієнта сили натиснення за межі нормованого інтервалу.

Під час проведення розрахункових досліджень гальмівних характеристик чи гальмівної ефективності вантажного вагона припускається, що сила натиснення колодок на колеса розподіляється рівномірно, а максимальна величина передаточного числа гальмівної важільної передачі визначається, виходячи з виконання умов недопущення юза у всьому діапазоні швидкостей на початку гальмування. Однак, численні експериментальні дослідження свідчать, що сили натиснення гальмівних колодок розподіляються нерівномірно не тільки по осях вагона, але й у межах однієї колісної пари. Така нерівномірність обумовлена особливістю передачі зусиль типової колодкової гальмівної системи системою тяг і важелів.

Одним зі шляхів розвитку гальмівних систем вантажних вагонів є удосконалення важільної передачі, типова конструкція якої зумовлює нерівномірний розподіл дійсних сил натиснення гальмівних колодок на колісні пари, складність регулювання гальмівної системи, а також суттєві втрати зусиль через пружні деформації складових важільної передачі і як наслідок цього – низький ККД передачі 1-4 .

Крім того, для підвищених осьових навантажень (до 245-294 кН) і швидкостей руху вантажних поїздів (до 120-140 км/год) потрібно збільшити гальмівну силу вагонів, аби забезпечити необхідну довжину шляху гальмування. У цьому випадку застосування типової системи потребує частого регулювання гальмівної важільної передачі для виключення зростання пошкоджуваності коліс і зносу колодок. Розкид сил натиснення при цьому теж має неабияке значення, оскільки у поєднанні з нерівномірним осьовим навантаженням може бути однією з причин виникнення повзунів на поверхнях катання коліс. Як альтернатива типовій системі гальмування, останнім часом усе більшого застосування на вантажних вагонах набувають роздільні гальмівні системи, які дозволяють [1, 3]:

- підвищити ККД гальмівної важільної передачі завдяки зменшенню кількості шарнірних з'єднань;
- збільшити жорсткість деталей важільної передачі завдяки скороченню їхньої довжини;
- спростити регулювання та обслуговування важільної передачі;

© А.В. Донченко, Ю.Я. Водянніков, Т.В. Шелейко, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

– підвищити надійність роботи гальмівної системи завдяки автономному впливу гальмівних циліндрів на кожний візок;

– регулювати гальмівне зусилля кожного візка окремо залежно від його завантаження (за потреби авторежим встановлюється на кожному візку).

Досліджувалися гальмівні системи (типова і роздільна) напіввагонів однакового конструктивного виконання (маса тари вагона 24,5 т, вантажопідйомність 75,5 т, осьове навантаження 25 тс).

Вимірювання дійсних сил натиснення проводилися за середнього режиму увімкнення повітророзподільника під час екстреного гальмування порожнього і повністю завантаженого (імітація) вагона в процесі стаціонарних гальмівних випробувань з використанням силувимірювальних датчиків, що ставилися замість гальмівних колодок. Сили натиснення записувалися на комп'ютер і моделювалися у вигляді діаграм (рис. 1, 2). Аналіз діаграм показав, що сили натиснення колодок на колеса розподіляються нерівномірно і змінюються не тільки по осях вагона, але й у межах однієї колісної пари.

Проведені дослідження виявили деякі переваги роздільної гальмівної системи перед типовою. По-перше, сили натиснення на колісні пари розподіляються більш рівномірно (рис. 3, 4), а по-друге, такі системи забезпечують більш стабільні гальмівні характеристики (рис. 5-8) [1, 2, 7, 8]:

– імовірність щодо забезпечення нормативної гальмівної ефективності за розрахунковим коефіцієнтом сили натиснення для вагонів з роздільним гальмуванням у порівнянні з типовою гальмівною системою вище в 1,03 і 1,02 рази відповідно для порожнього і навантаженого вагонів (табл. 1, 2);

– для системи роздільного гальмування стандартне відхилення сили натиснення у порівнянні з типовою гальмівною системою для порожнього вагона менше на 10 % і 38 %, для навантаженого вагона – на 15 % і 24 % відповідно для зовнішньої і внутрішньої колісних пар.

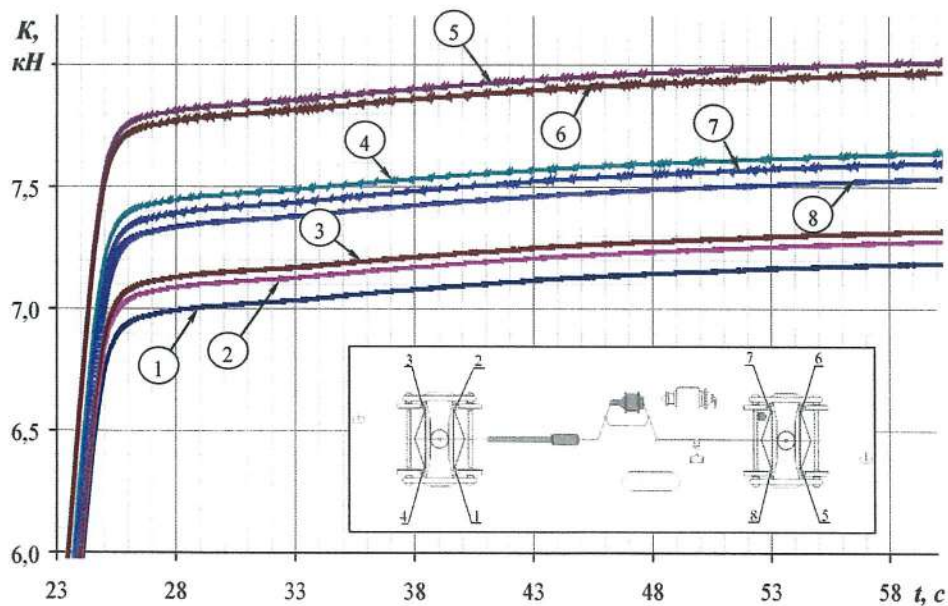


Рис. 1. Діаграма змінювання дійсних сил натиснення гальмівних колодок (1-8) під час екстреного гальмування вагона з типовою гальмівною системою (порожній вагон)

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

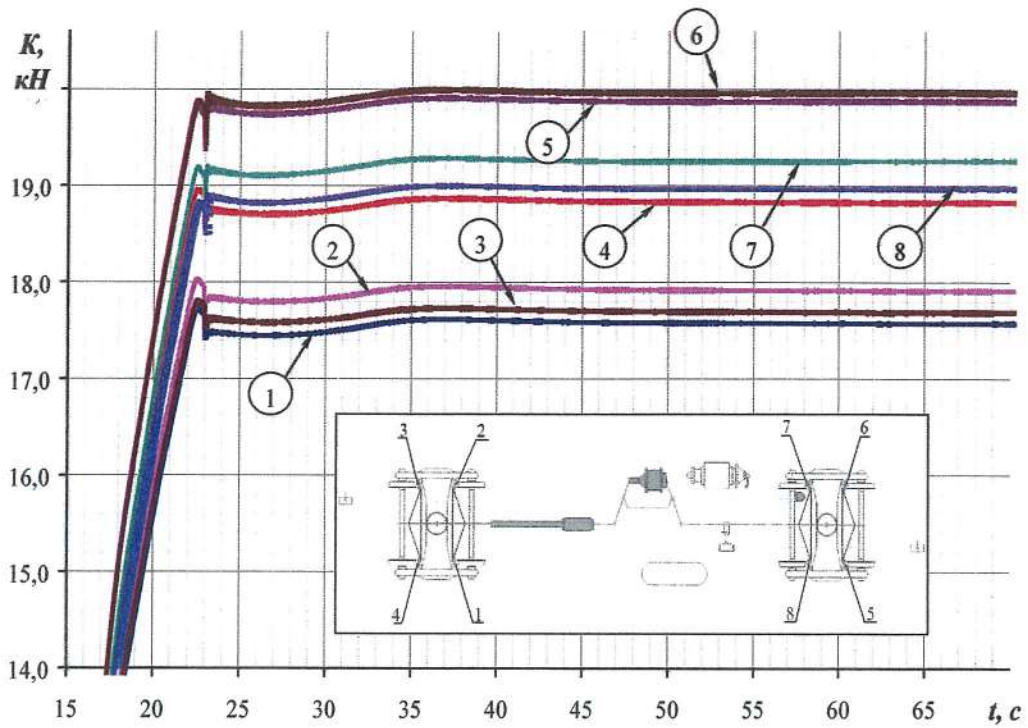


Рис. 2. Діаграма змінювання дійсних сил натиснення гальмівних колодок (1-8) під час екстреного гальмування вагона з типовою гальмівною системою (повністю завантажений вагон)

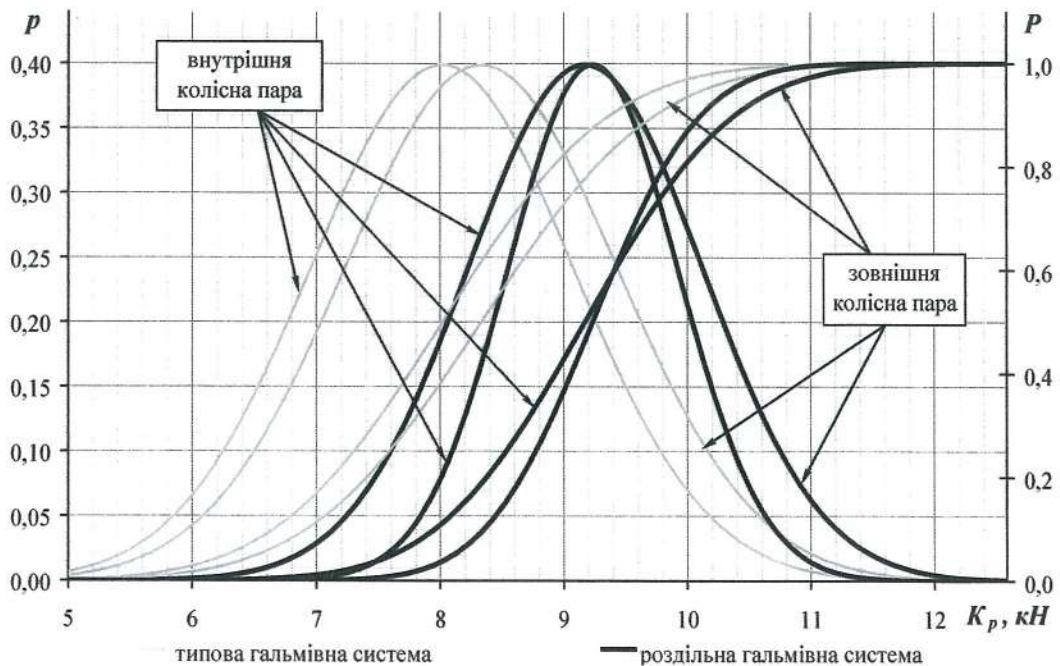


Рис. 3. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункової сили натиснення гальмівних колодок (порожній вагон)

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

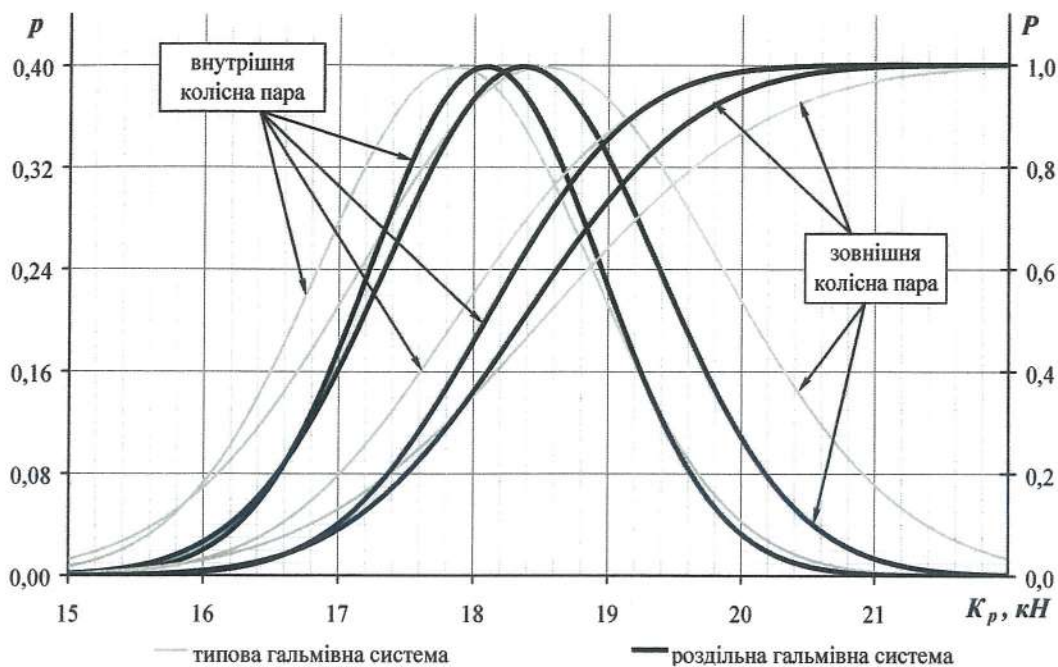


Рис. 4. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункової сили натиснення гальмівних колодок (повністю завантажений вагон)

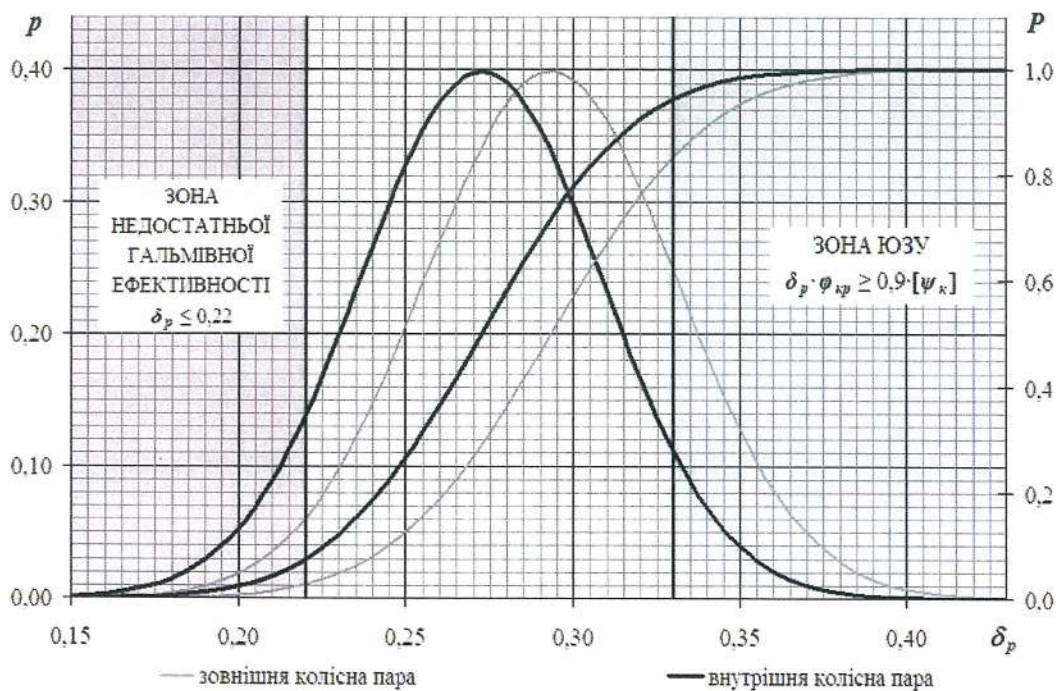


Рис. 5. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок порожнього вагона з типовою гальмівною системою

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

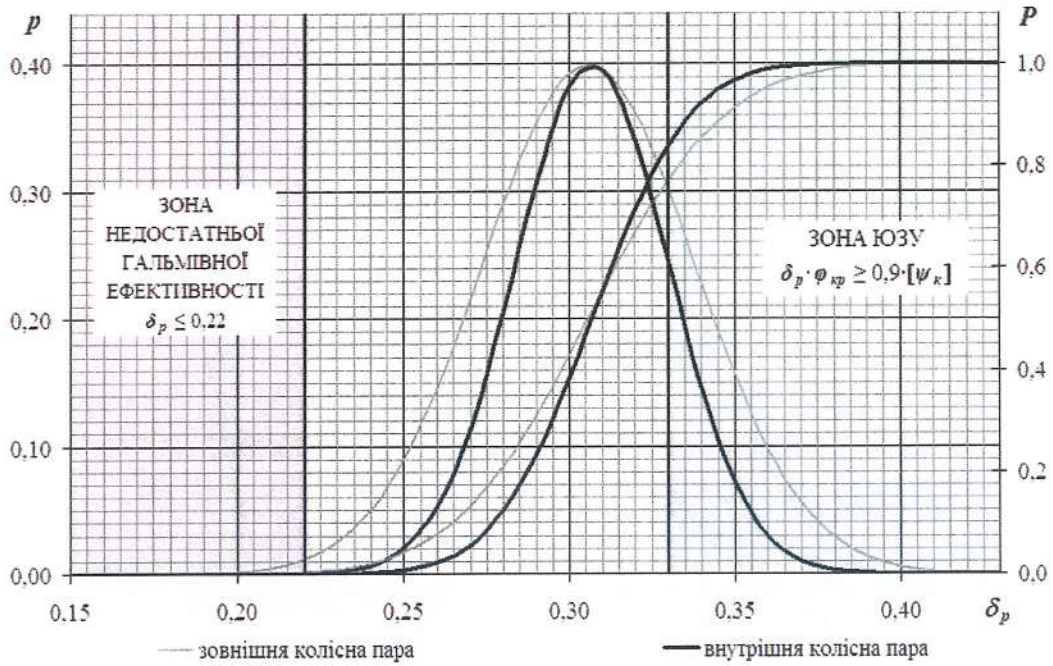


Рис. 6. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок порожнього вагона з роздільною гальмівною системою

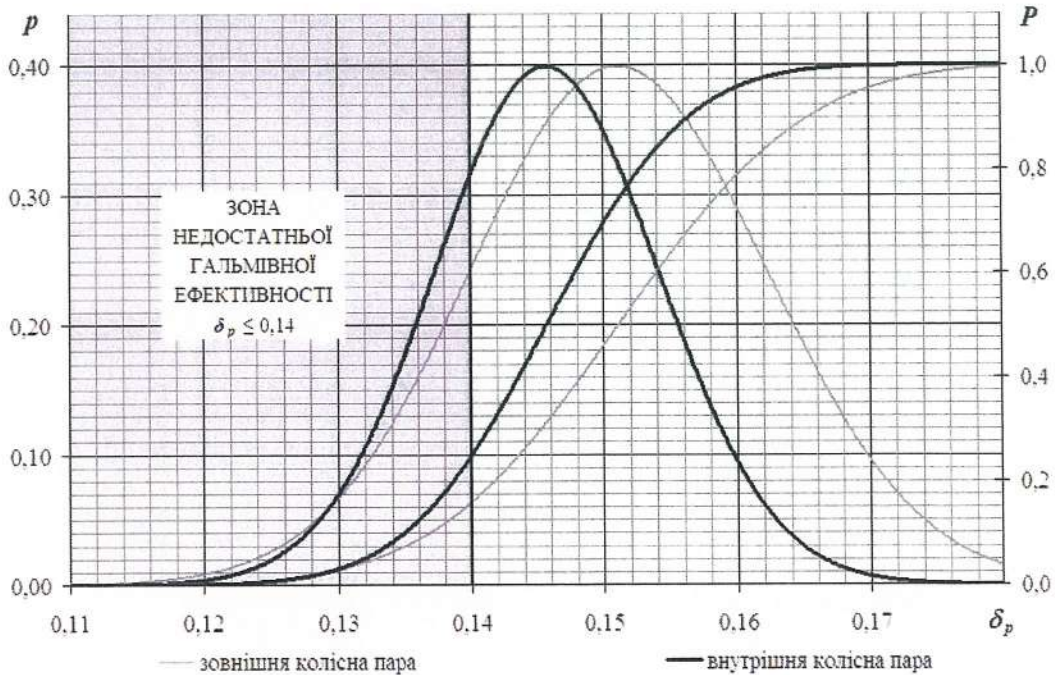


Рис. 7. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок повністю завантаженого вагона з типовою гальмівною системою

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

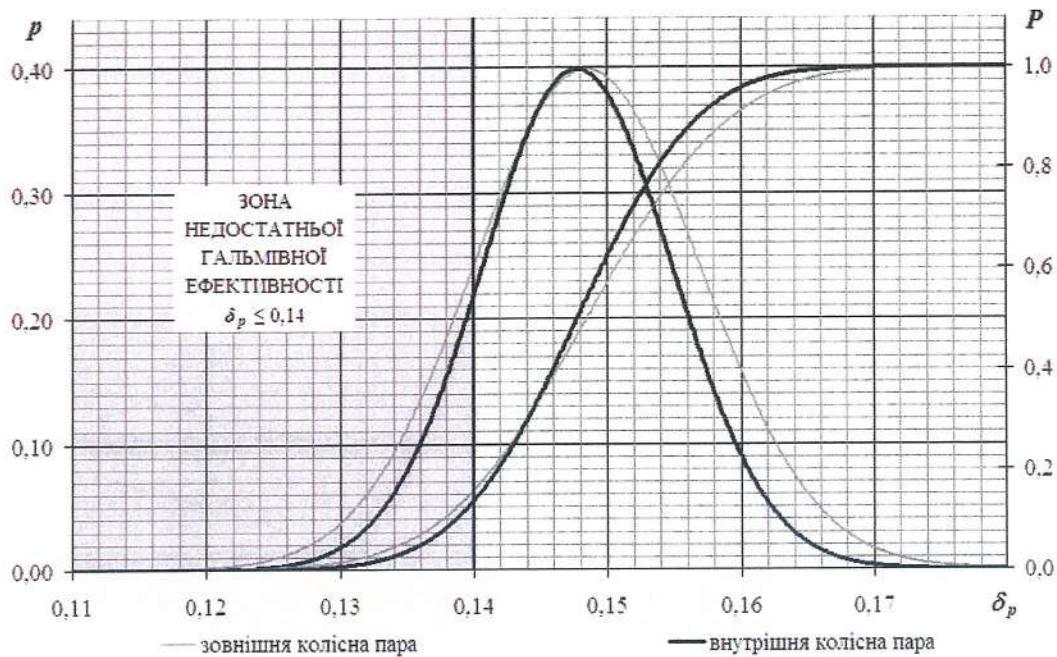


Рис. 8. Розподіл і щільність розподілу величини розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок повністю завантаженого вагона з роздільною гальмівною системою

Таблиця 1. Статистичні характеристики розподілу величин

Завантаження вагона	Гальмівна система	Розташування колісної пари на вагоні	Математичне очікування (стандартне відхилення)	
			K_p , кН	δ_p
Порожній вагон	Типова	Зовнішня	8,80 (1,13)	0,293 (0,0376)
		Внутрішня	8,18 (1,08)	0,273 (0,0360)
	Роздільна	Зовнішня	9,18 (0,97)	0,306 (0,0323)
		Внутрішня	9,21 (0,70)	0,307 (0,0233)
Завантажений вагон	Типова	Зовнішня	18,51 (1,37)	0,151 (0,0111)
		Внутрішня	18,85 (1,03)	0,146 (0,0084)
	Роздільна	Зовнішня	18,19 (1,04)	0,148 (0,0085)
		Внутрішня	18,10 (0,87)	0,148 (0,0071)

Таблиця 2. Імовірність забезпечення гальмівної ефективності розрахунковим коефіцієнтом сили натиснення

Завантаження вагона	Гальмівна система	Імовірність	
		$F(\delta_p \geq 0,22)$	$F(\delta_p \geq 0,14)$
Порожній вагон	Типова	0,97	
	Роздільна	1,00	
Завантажений вагон	Типова		0,967
	Роздільна		0,989

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Виконані розрахунки показали, що для навантаженого вагона імовірність виходу миттєвих значень розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок за межі нормованого інтервалу дорівнює нулю, для порожнього – рівномірно збільшується зі збільшенням швидкості на початку гальмування (рис. 9).

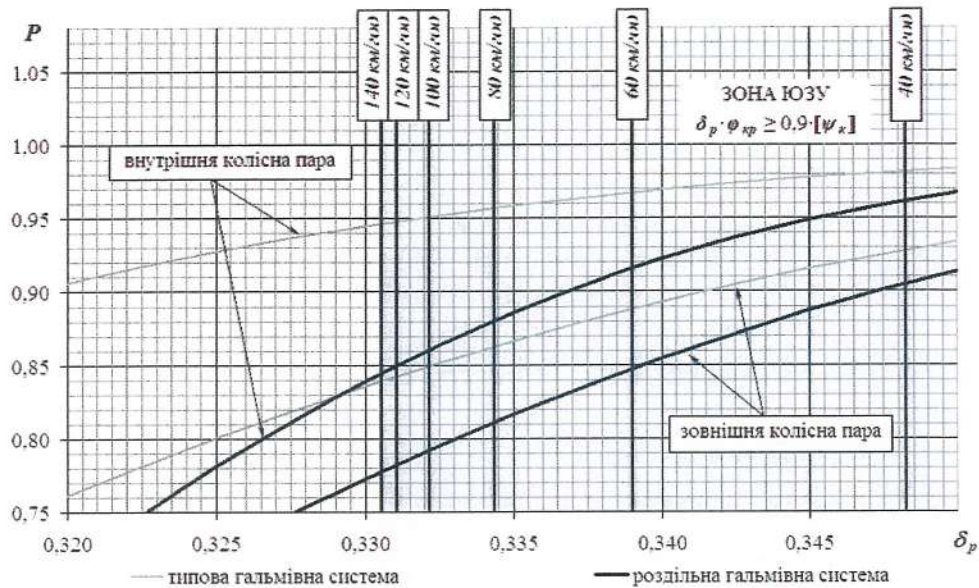


Рис. 9. Імовірність попадання розрахункового коефіцієнта сили натиснення порожнього вагона в зону юзу

Таким чином, виконані дослідження дозволяють стверджувати, що:

– сили натиснення гальмівних колодок на колеса вантажного вагона під час гальмування розподіляються нерівномірно, найбільш навантаженими є внутрішні колісні пари;

– нерівномірний розподіл сил натиснення гальмівних колодок на колеса підвищує імовірність виходу миттєвих значень розрахункового коефіцієнта сили натиснення за межі нормованого інтервалу, яка у порожнього вагона збільшується з підвищенням швидкості руху на початку гальмування;

– застосування систем роздільного гальмування дозволить підвищити стабільність гальмівних характеристик і зменшити імовірність виходу миттєвих значень розрахункового коефіцієнта сили натиснення за межі нормованого інтервалу.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ЛІТЕРАТУРА

1. Башкиров К.В. Совершенствуем тормозные системы грузовых вагонов / К.В. Башкиров // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 2(6). – С. 13-15.
2. Крылов В.В. Новые решения в тормозном оборудовании / В.В. Крылов // Железнодорожный транспорт. – 2005. – № 2. – С. 51-53.
3. Дискаря М.В. Использование системы раздельного торможения / М.В. Дискаря // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 3(7). – С. 33.
4. Бабаев А.М. Эволюция и пути совершенствования тормозов грузовых вагонов / А.М. Бабаев, П.Д. Даныш // Вагонный парк. – 2009. – № 7-8. – С. 25-27.
5. Автотормозное и пневматическое оборудование подвижного состава рельсового транспорта : каталог комплектующего оборудования : Часть I. – М.: Ассоциация «АСТО», 2007. – 157 с.
6. Автотормозное и пневматическое оборудование подвижного состава рельсового транспорта : каталог комплектующего оборудования : Часть II. – М.: Ассоциация «АСТО», 2007. – 118 с.
7. Шелейко Т.В. Тормозной вес как критерий тормозной эффективности грузовых вагонов / Т.В. Шелейко // Тези 3 Міжнар. наук.-практ. конф. [«Інтеграція України в міжнародну транспортну систему»] – Д.: Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2011. – С. 80-81.
8. Водяніков Ю.Я. Методика оценки показателей надежности и остаточного ресурса элементов подвижного состава / Ю.Я. Водяніков, Т.В. Шелейко // Тези доп. другої наук.-практ. конф. [«Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем: техніка, технологія, економіка і управління»]. – К.: Держ. екон.-технолог. ун-ту трансп., 2004. – Частина I. Техніка, технологія. – С. 20.
9. ЦВ-ЦЛ-0013 Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів зі змінами та доповненнями. – К., Видавничий дім «САМ», 2005. – 160 с.
10. Водяніков Ю.Я. Вплив зносу гальмівних колодок на силу натиснення під час гальмування / Ю.Я. Водяніков, К.Л. Жихарцев, Т.В. Шелейко // II Міждунар. партнер. конф. [«Проблеми подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов» (Ялта, 19-20 мая 2011 г.)]. – Х.: Подвижной состав. – С. 39.
11. Водяніков Ю.Я. Дослідження з розподілу сил гальмівного натиснення колодок на колеса / Ю.Я. Водяніков, А.В. Гречко, Т.В. Шелейко // Тези доп. 73 Міжнар. наук.-техн. конф. кафедр акад., інж.-техн. працівн. з-ць, п-в та орг. України та ін. країн – Х.: Укр. держ. акад. заліз. трансп., 2011. – С. 10-11.
12. Бабаев А.М. Влияние размещения тормозных колодок на колесе грузового вагона на эффективность его торможения / А.М. Бабаев, П.Д. Даныш // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна – Д.: Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2008. – Вип. 22. – С. 7-9.
13. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 260 с.
14. ЦШ-0001 Інструкція з сигналізації на залізницях України. – К.: ТОВ «Інпрес», 2008. – 160 с.
15. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. – М., 1996. – 19 с.
16. ЦТ-ЦВ- ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. – К.: Транспорт України, 2002. – 145 с.
17. Иноземцев В.Г. Нормы и методы расчета автотормозов / В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1971. – 56 с.
18. Гребенюк П.Т. Правила тормозных расчетов / Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2004. – 112 с.

УДК 629.463.65.042.6

В.Н. Горпинченко, А.Н. Стринжа, В.А. Худиенко, А.А. Бородай

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ КРЫШЕК ЛЮКОВ ПОЛУВАГОНОВ

Исследование прочности крышек люков полувагонов, изготовленных по документации ООО «Интер Кар Групп» на предприятии ПАО «Свесский насосный завод». Испытания проведены на ПАО «Дизельный завод».

В современных условиях все большее значение приобретают вопросы рациональности конструкций вагонов, их технико-экономические показатели, во многом определяющие провозную способность железных дорог.

Большую часть парка железнодорожных вагонов составляют грузовые вагоны различных типов, из которых наиболее массовыми являются полувагоны.

Полувагоны предназначены для перевозки сыпучих и навалочных грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков, - руды, леса, угля, металла, а также автомашин, сельскохозяйственной техники и др. Этот тип вагона позволяет широко применять механизированную погрузку и выгрузку, в том числе и на вагоноопрокидывателях.

Кузов полувагона представляет собой цельнометаллическую конструкцию и состоит из рамы, двух боковых и двух торцевых стен, а также пола, образованного четырнадцатью разгрузочными люками.

Важнейшей составной частью полувагона являются крышки люков (по семь с каждой стороны), которые крепятся на шарнирных петлях, закрепленных к хребтовой балке между поперечными балками рамы. В опущенном состоянии крышка люка опирается на приваренные к поперечным балкам рамы опоры, располагаясь под углом к горизонтали.

Крышки люков в процессе эксплуатации испытывают как статические, так и динамические ударные нагрузки.

Наиболее распространенными неисправностями крышек люков полувагонов являются: деформации, пробоины и трещины, коррозия, а также износ их запорных механизмов. Поэтому вопросы, связанные с обеспечением требуемой прочности крышек люков, являются актуальными.

В 2011 и 2012 годах ГП «УкрНИИВ» проведены испытания крышек люков следующих производителей:

- ПАО «Дизельный завод»: крышки люков изготовлены по чертежу КД 9790.45.130;

© В.Н. Горпинченко, А.Н. Стринжа, В.А. Худиенко, А.А. Бородай, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

- ГП «Укрспецвагон»: крышки люков изготовлены по Техническому заданию 115-1.00.000 ТЗ «Крышка люка полувагона» и комплекту конструкторской документации 115-1.00.000 «Крышка люка полувагона»;

- ПАО «Свесский насосный завод»: крышки люков изготовлены по ТУ У 35.2-33493948-006:2011 «Кришки люків універсальних напіввагонів. Технічні умови» и комплекту конструкторской документации «ИКГ.45.300 СБ»;

- ООО «ЛК Регион - Сталь»: крышки люков изготовлены по Техническим условиям ТУ У 35.2 – 01124454 – 018 - 2003 «Кришка люка напіввагона універсальна» и комплекту конструкторской документации УМ0042-00.00.00.0-00.

Целью исследований являлось подтверждение срока службы крышек люков.

Основными заданиями испытаний являлись: определение массы, определение геометрических размеров, а также фиксирование остаточных деформаций и трещин элементов крышек люков от действия падающего груза и измерение их размеров.

Испытания по определению прочности крышки (полотна, каркаса, заклепочных и сварных соединений) проводились на стенде (рис. 1), который имитировал рабочее состояние крышки люка на полувагоне (имитировал одну четырнадцатую часть вагона и состоял из двух поперечных балок, части нижней обвязки боковой стены и части хребтовой балки с двутавром, на котором расположены петли – державки).

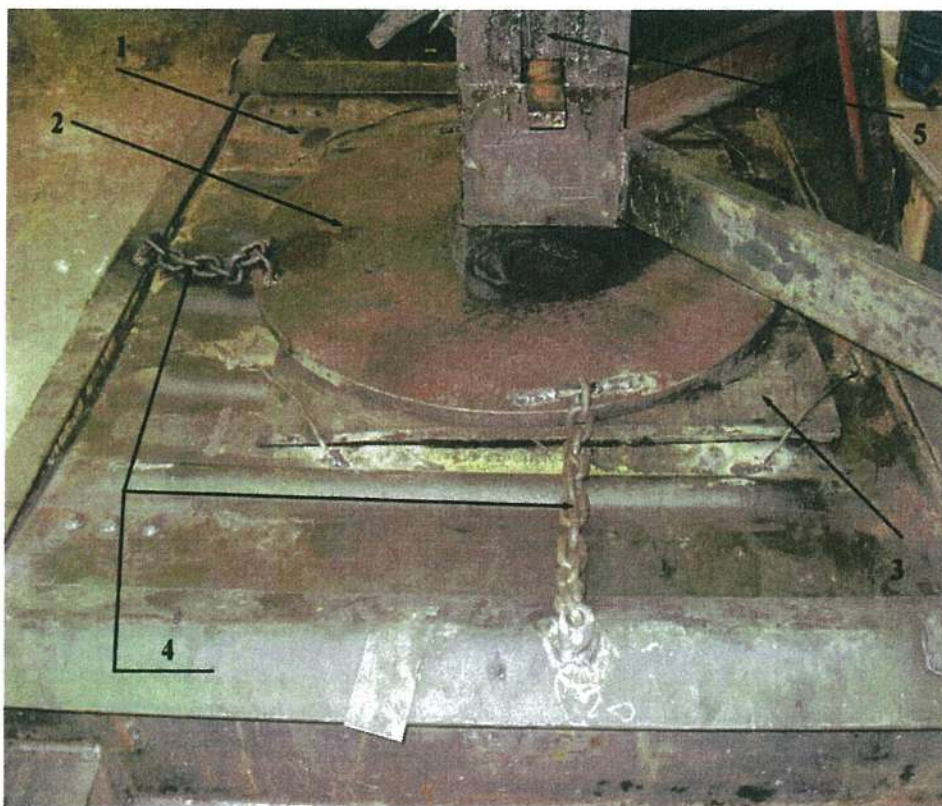


- 1 груз;
- 2 крышка люка, установленная на стенде;
- 3 стальной лист;
- 4 балка стенда, имитирующая поперечную балку полувагона;
- 5 металлоконструкция стенда, имитирующая хребтовую балку полувагона с двутавром, на котором приварены петли для крепления крышки люка

Рис. 1. Образец стенда для испытания крышек люков на ПАО «Дизельный завод», ИКЛ 270.00.000, зав. № 007

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Во время проведения испытаний полотно крышки люка было защищено листом резины средней твёрдости толщиной 20 мм, сверху которого установлен стальной лист диаметром 1000 мм и толщиной 25 мм (рис. 2). Крышки люков подвергались ударам, имитирующим падение груза массой 270 кг с высоты 1700 мм, что соответствует падению груза массой 150 кг с высоты 3000 мм в соответствии с «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» 1996 г. [1] и [2].



- 1 крышка люка установленная на стенде;
- 2 стальной лист;
- 3 лист резины;
- 4 ограничители передвижения стального листа;
- 5 груз

Рис. 2. Крышка люка на стенде для испытания крышек люков

Количество ударов, которым подвергались крышки люков, принималось исходя из среднего количества загрузок полувагона за период времени от постройки вагона до капитального ремонта (срок службы крышек люков 11 лет, крышки люков были подвержены 500 ударам).

Осмотр крышек люков (замер прогиба, визуальная проверка сварных и заклепочных соединений, целостность полотна и элементов креплений) выполнялся первоначально через 5 ударов, в последующем через каждые 20 ударов (рис. 3).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 3. Стенд в момент проміжучого огляду кришки люка, встановлений в комісійне положення

Замери проводились в місцях максимального прогибу елементів кришки люка при допомозі лінійки і струни. При виконанні замірів руководувалися інструкцією ЦВ-0017 «Вантажні вагони залізниць України колії 1520 (1524) мм. Правила з деповського ремонту» [3]: місцеві зазори між кришкою люка і площиною її прилегання допускались не більше 5 мм; випуклість і прогиб кришок люків допускались не більше 25 мм. (рис. 4). Якщо зазори і прогиби перевищували вказані допустимі розміри, кришки ремонтували, після чого продовжали випробування.

Замери тріщин виконували при допомозі лінійки і рулетки. В разі виникнення тріщин їх усували в відповідності з ЦВ-0019 «Інструкція по зварюванню та наплавленню при ремонті вантажних вагонів та контейнерів» [4] після чого продовжали випробування.

В якості прикладу на рис. 5-14 наведені результати досліджень міцності кришок люків, виготовлених на ПАО «Свесський насосний завод» в відповідності з ТУ У 35.2-33493948-006:2011 «Кришки люків універсальних напіввагонів. Технічні умови» і комплектом конструкторської документації «ИКГ.45.300 СБ». Технічна документація розроблена ООО «Интер Кар Групп», погоджена з ГП «УкрНИИВ». Випробування проведені на ПАО «Дизельний завод».

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

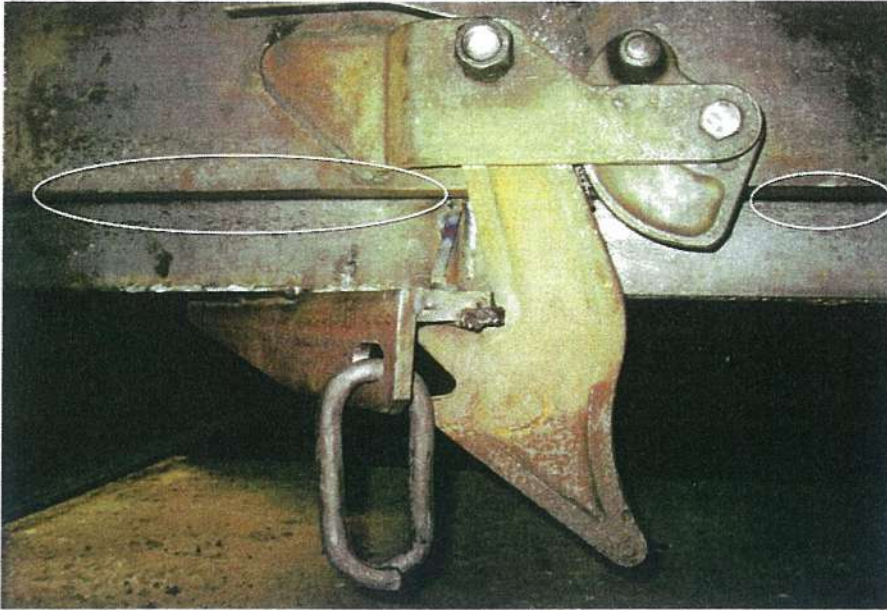


Рис. 4. Проверка наличия зазоров между крышкой люка и нижней обвязкой (зазоры отсутствуют)

Отбор образцов для испытаний выполнялся методом случайного отбора из числа продукции, принятой отделом технического контроля (ОТК) предприятия - изготовителя (ПАО «Свесский насосный завод») и представителем Инспекции заказчика (Укрзалізниці), представитель ИЦ ПВ ГП „УкрНИИВ” в присутствии представителей предприятия – изготовителя и Инспекции Укрзалізниці в соответствии с порядком который установлен ИЦ ПВ ГП „УкрНИИВ”, по акту отбора и идентификации образцов. Количество образцов, которые подлежали испытаниям – 3 шт. (рис. 5 – 7).



а) до начала испытаний



б) после проведения испытаний

Рис. 5. Испытуемый образец № 1

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



а) до начала испытаний

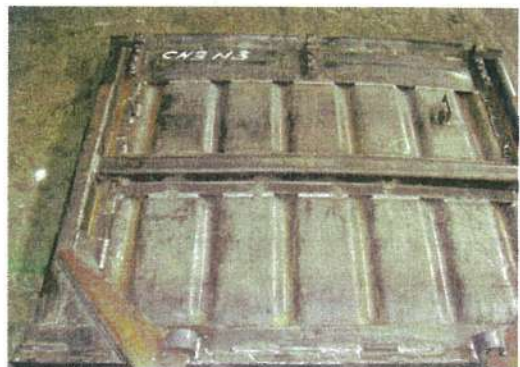


б) после проведения испытаний

Рис. 6. Испытуемый образец № 2



а) до начала испытаний



б) после проведения испытаний

Рис. 7. Испытуемый образец № 3

Испытания крышек люков проведены по утвержденной программе методике ГП «УкрНИИВ».

Испытания по определению прочности крышек люков проводились на стенде ИКЛ 270.00.000, ПАО «Дизельный завод» (рис. 1).

После нанесения 20 ударов на образце № 1 сорвало головку заклепки (рис. 8).



Рис. 8. Испытуемый образец № 1 – обрыв головки заклепки

Испытания образца № 1 были продолжены. После 60 ударов выпала заклепка (рис. 9).



Рис. 9. Испытуемый образец № 1 – выпала оборванная ранее заклепка (фото - вид снизу)

Испытания продолжили после установления вместо выпавшей заклепки болта с гайкой.

После 350 ударов – выявили трещину боковой обвязки крышки люка в зоне петли длиной 140 мм. (рис. 10).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 10. Испытуемый образец № 1 – трещина боковой обвязки крышки люка в зоне петли длиной 140 мм (фото - вид снизу)

Выявив трещину боковой обвязки крышку сняли со стенда для проведения ремонта (рис.11).



Рис. 11. Испытуемый образец № 1 – перед проведением ремонта

Крышку люка подвергли рихтовке и сварке, установив в районе петли на боковую обвязку ремонтную накладку с постановкой усиливающей косынки (рис. 12).



Рис. 12. Испытуемый образец № 1 – после проведения ремонта

После ремонта образец № 1 установили на стенд и продолжили испытания. После 500 ударов крышку люка сняли со стенда и произвели осмотр и замеры деформации при помощи струны и линейки. Деформация в средней части крышки люка составила до 35 мм. (рис. 5 б).

После проведения измерений образца № 1 на стенд установили образец № 2 (рис. 6 а).

Образец № 2 выдержал без ремонта более 400 ударов. На 440 ударе была выявлена трещина боковой обвязки крышки люка в зоне петли длиной до 100 мм (рис. 13).

Крышку люка подвергли рихтовке и сварке, установив в районе петли на боковую обвязку ремонтную накладку с постановкой усиливающей косынки (рис. 14).

После ремонта образец № 2 установили на стенд и продолжили испытания. После 500 ударов крышку люка сняли со стенда и произвели осмотр и замеры деформации при помощи струны и линейки. Деформация в средней части крышки составила до 30 мм (рис. 6 б).

После проведения измерений образца № 2 на стенд установили образец № 3 (рис. 7 а).

Образец № 3 выдержал 500 ударов без выполнения ремонта. Деформация в средней части составила до 30 мм (рис. 7 б).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 13. Испытуемый образец № 2 – трещина боковой обвязки крышки люка в зоне петли длиной до 100 мм



Рис. 14. Испытуемый образец № 2 – после проведения ремонта

Испытания по определению прочности крышки люка (полотна, каркаса, заклепочных и сварных соединений) показали, что прочностные характеристики крышек люков отвечают требованиям действующих нормативных документов. После проведения 500 ударов для каждой крышки, с целью подтверждения срока службы крышек люков 11 лет, не было выявлено поврежденных элементов, которые невозможно устранить в соответствии с инструкциями ЦВ-0017 «Вантажні вагони залізниць України колії 1520 (1524) мм. Правила з деповського ремонту» [3] и ЦВ-0019 «Інструкція по зварюванню та наплавленню при ремонті вантажних вагонів та контейнерів » [4]. Трещины на двух крышках появились после 350 и 440 ударов в зоне соединения петли крышки люка и продольной балки.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Крышка люка полувагона прошла испытания в соответствии с программой и методикой в полном объеме. Результаты испытаний положительные.

По результатам испытаний установлено, что конструкция крышки соответствует требованиям „Норм для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)», 1983 г. [5] „Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» 1996 г. [1] и СОУ МПП 45.060-330 «Вагоны вантажні. Кришка люка напіввагона. Загальні технічні вимоги» [6].

Результаты испытаний подтвердили, что срок службы крышек люков изготовленных ПАО «Свесский насосный завод» по ТУ У 35.2-33493948-006:2011 «Кришки люків універсальних напіввагонів. Технічні умови» и комплекту конструкторской документации «ИКГ.45.300 СБ» - 11 лет.

По результатам испытаний выявлена зона образования характерных трещин – место соединения петли крышки люка и продольной балки. ООО «Интер Кар Групп» было рекомендовано усилить зону образования трещин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996 – 319 с.
2. Разработать, испытать и внедрить в производство крышку люка улучшенной конструкции полувагона (с использованием рекомендаций работы ВНИПТИ вагон) [Текст] : отчет о НИР (заключит.) : 10649/224-75/ ВНИПТИ вагон; рук. Донченко А.В.; исполн. Говоруха З.Н. [и др.]. – Кременчуг, 1975. – 204 с. – Библиогр.: с. 203, - № ГР 75014750. – Инв. № Б454382.
3. Вантажні вагони залізниць України колії 1520 (1524) мм. Правила з деповського ремонту ЦВ-0017. Затв. наказом Укрзалізниці від 16.10.2007 р. № 492-Ц – 151 с.
4. Інструкція по зварюванню та наплавленню при ремонті вантажних вагонів та контейнерів ЦВ-0019. Затв. наказом Укрзалізниці від 27.11.2006 р. № 458-Ц – 275 с.
5. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1983 – 258 с.
6. Вагони вантажні. Кришка люка напіввагона. Загальні технічні вимоги СОУ МПП 45.060-330:2010 – 10 с.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

- Бородай Олександр Олександрович* науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Артеменко Андрій Віталійович* директор ТОВ "ВАГО-РЕВ".
- Водянніков Юрій Якович* ктн, провідний науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Гладких Інна Валентинівна* завідувач групи ДП "УкрНДІВ".
- Горпінченко Володимир Миколайович* науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Гречко Андрій Валентинович* завідувач науково-дослідної лабораторії ДП "УкрНДІВ".
- Донченко Анатолій Володимирович* ктн, член-кореспондент Транспортної Академії України, директор ДП "УкрНДІВ".
- Донченко Денис Анатолійович* завідувач групи ДП "УкрНДІВ".
- Жихарцев Костянтин Леонідович* інженер II категорії ДП "УкрНДІВ".
- Корабельников Олег Леонідович* інженер ДП "УкрНДІВ".
- Кукін Сергій Віталійович* старший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Мазанько Дмитро Григорович* інженер по підготовці виробництва ТОВ "ВАГО-РЕВ".
- Макеева Олена Геннадіївна* інженер I категорії ДП "УкрНДІВ".
- Мельник Олександр Олександрович* науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Можейко Антон Євгенійович* інженер ДП "УкрНДІВ".
- Ніщенко Олександр Євгенович* науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Распопін Валерій Романович* завідувач лабораторії ДП "УкрНДІВ".
- Сафронов Олександр Михайлович* ктн, старший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Сичов Сергій Дмитрович* ктн, завідувач групи ДП "УкрНДІВ".
- Стринька Андрій Миколайович* завідувач науково-дослідної лабораторії ДП "УкрНДІВ".
- Сулим Андрій Олександрович* молодший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Федоров Володимир Володимирович* молодший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".
- Худієнко Віктор Андрійович* завідувач групи ДП "УкрНДІВ".
- Чекурченко Ілля Вадимович* інженер-конструктор ТОВ "ВАГО-РЕВ".
- Шелейко Тетяна Володимирівна* науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Наукове та науково-виробниче видання

Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад»

*Державного підприємства «Український
науково-дослідний інститут вагобудування»*

Випуск 6
(українською та російською мовами)

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації серії
КВ № 19098-7888Р від 08.06.2012 р., видане Державною реєстраційною службою
України*

Статті друкуються мовою оригіналу.

Відповідальний за випуск: Донченко Д.А.
Редактори: Донченко Д.А.
Комп'ютерна верстка: Донченко Д.А.

Підписано до друку 16.06.2012 р.
Формат паперу 60x84 ¹/₈ Умовн. друк. арк. 10,7 Тираж 100 пр.

Видавництво ДП «УкрНДІВ»
Адреса редакції, видавця:
вул. І. Приходька, 33, м. Кременчук, Полтавська обл., 39621
www.ukrndiv.com.ua