

О.М. Кузнецов, О.І. Рубаненко, О.М. Хренов, Є.Ю. Рафальський

Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна

РЕЗЕРВ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ПОЗДОВЖНЬОЇ БАЛКИ ВІЗКА ВАГОНУ ПРИ ДІЇ РІВНОМІРНО РОЗПОДІЛЕНОГО НАВАТАЖЕННЯ

Стаття присвячена розкриттю ресурсозберігаючого резерву міцності поздовжньої балки при дії рівномірно розподіленого силового навантаження візка головного вагону складу метро по несучій здатності. Проведений порівняльний силовий розрахунок балки по допустимим напруженням і по граничному стану. Надана кількісна оцінка цим резервам.

Ключові слова: ресурсозбереження, балка, несуча здатність, допустимі напруження, граничний стан.

Постановка проблеми

Ресурсозбереження є елементом економічної та екологічної доцільності в передових розвинених країнах. Внесок ресурсозбереження в обсяг валового внутрішнього продукту – один з основних показників ефективності економіки кожної держави. Ресурсозбереження трактується як діяльність (організаційна, наукова, практична, інформаційна), яка спрямована на раціональне використання та економне витрачання первинних і перетворених матеріальних ресурсів в національному господарстві, яка реалізується з використанням технічних, економічних та правових методів [1,2]. Стратегічні цілі політики держави з ресурсозбереження полягають у підвищенні показників ефективності ресурсозбереження до рівня промислово розвинених країн. Проведення активної політики ресурсозбереження є важливим фактором, який гарантуватиме стале та ефективне використання та забезпечення матеріальними ресурсами економіки країни.

Пріоритетними напрямками та заходами для основних галузей міського електричного транспорту є ресурсозбереження при його експлуатації. У першу чергу ця проблема повинна вирішуватися за рахунок наукового забезпечення, вдосконалення конструкції технічних засобів, впровадження нових технологічних процесів при технічному обслуговуванні і ремонті, застосування сучасних засобів управління рухом.

У міській пасажирській транспортній системі важливе місце займає метрополітен. Цей вид транспорту є найбільш перспективним у багатьох містах світу завдяки мінімальним експлуатаційним витратам, високим ходовим якостям і комфортності. Розвиток мережі метрополітену дозволяє вирішувати проблеми перевантаження транспортних артерій міста та екологічні проблеми міста –

загазованості і високого рівня шуму. Тому актуальним для даного виду транспорту є комплексний підхід до вирішення проблеми ресурсозбереження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проблема ресурсозбереження досліджується в працях багатьох зарубіжних і вітчизняних авторів. Так, в роботі [3] відображено метод підходу до раціонального використання ресурсів при експлуатації міського електричного транспорту, зокрема, питання формування ресурсозберігаючої технічної експлуатації на основі впровадження систем діагностування. У роботах [4,5] розглядається питання ресурсозбереження і зносостійкості вузлів і деталей наземного міського електротранспорту. Показані залежності зносу деталей і вузлів від різних факторів. Авторами в роботі [6] проводилися дослідження з оптимізації вибору колісно-моторних блоків з мінімальною відносною різницею лінійних швидкостей колісних пар по поверхні катання. Запропоновано метод, який оптимізує вибір колісно-моторних блоків вагонів метрополітену. Аналіз публікацій показує, що специфіка роботи підземного електричного транспорту не дозволяє використовувати запропонований метод. В роботах [7-9] розглядаються шляхи підвищення ресурсозбереження при експлуатації рухомого складу електричного транспорту. Аналіз джерел індустріально розвинених країн [10-13] дає можливість зробити висновок, що в галузі міського електричного транспорту пріоритетними є напрямки ресурсозбереження при експлуатації транспорту. В наведених роботах не порушені питання, які направлені на вдосконалення конструкції технічних засобів рухомого складу, впровадження нових технологічних процесів при технічному обслуговуванні та ремонті, а також не

розглядаються питання ресурсозбереження в метрополітені, який має свої особливості експлуатації.

Таким чином, при всьому розмаїтті існуючих підходів до проблеми ресурсозбереження на транспорті у багатьох випадках вони не дозволяють раціонально використовувати всі можливості конструкції. Тому актуальною залишається завдання реалізації надійного методу розрахунку, який би забезпечував не тільки міцність конструкції, але і приводив би до збільшення терміну служби рухомого складу, його надійності, економії ваги, зниженню металоємності і, як результат, зменшення витрат та здешевлення продукції при збереженні несучої здатності самої конструкції. В реалізації напрямку раціонального використання можливостей конструкцій рухомого складу метрополітену в роботі [14] розкриті ресурсозберігаючі резерви міцнісних характеристик поздовжньої балки візка головного вагону при дії по середині прольоту зосередженої стаціонарної сили. Проведений порівняльний силовий розрахунок балки по допустимим напруженням і по граничному стану. Надана кількісна оцінка резервам міцності. Однак не розкриті ресурсозберігаючі резерви міцнісних характеристик поздовжньої балки при дії рівномірно розподіленого силового навантаження візка головного вагону складу метрополітену по несучій здатності.

Формулювання мети статті

В роботі запропоновано нові підходи для підвищення ресурсозберігаючого резерву міцності поздовжньої балки візка головного вагону складу метро за рахунок розробки нових наукових рішень щодо модернізації ресурсозбереження на міському електричному транспорті. Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

- сформулювати основні переваги методів розрахунку конструкцій по допустимим напруженням і по граничному стану;
- розробити математичну модель напружено-деформованого стану поздовжньої балки візка головного вагону складу метро без урахування поперечної сили;
- провести математичне моделювання із заданим запасом міцності силового розрахунку поздовжньої балки візка головного вагону, що представляє собою просту балку постійного полого прямокутного перерізу, защемлену на кінцях і навантажену по всій довжині рівномірно розподіленим силовим навантаженням;
- провести аналіз результатів моделювання з отриманням даних по допускаемому моменту при розрахунку поздовжньої балки по допустимим напруженням і щодо граничного моменту при

розрахунку по граничному стану;

- провести аналіз результатів моделювання з отриманням даних по найбільшому допустимому навантаженні при розрахунках поздовжньої балки по допустимим напруженням і по граничному стану;
- визначити вплив кожного методу розрахунку на величину найбільшого допустимого навантаження і дати кількісну оцінку резерву міцності поздовжньої балки при дії по всій довжині рівномірно розподіленого силового навантаження;
- порівняти кількісну оцінку резерву міцності поздовжньої балки при дії рівномірно розподіленого по всій довжині силового навантаження і зосередженої стаціонарної сили у середині прольоту.

Викладення основного матеріалу

При розрахунках на міцність стрижнів, балок і конструкцій найбільші нормальні, дотичні або еквівалентні напруження в залежності від виду напруженого стану і прийнятої теорії міцності в небезпечному перерізі та в небезпечній точці порівнюються з допустимими напруженнями. Якщо найбільші розрахункові напруження не перевищують допустимих, то вважається, що належний запас міцності конструкції цим забезпечується. Такий спосіб розрахунку на міцність називається розрахунком по допустимим напруженням. Він забезпечує міцність конструкції, проте в багатьох випадках не дозволяє раціонально використовувати всі її можливості і часто призводить до завищення ваги. При розрахунку по допустимим напруженням небезпечним станом конструкції вважається таке, при якому напруження хоча б в одній точці матеріалу конструкції досягають небезпечної величини – межі текучості для пластичного матеріалу або тимчасового опору для крихкого матеріалу. Стан всієї іншої маси матеріалу до уваги не приймається.

Між тим при нерівномірному розподілі напружень (наприклад, при згині або крученні) у конструкціях, виготовлених із пластичних матеріалів, поява місцевих напружень, рівних межі текучості, в ряді випадків не є небезпечним для всієї конструкції. Практика показує, що при появі місцевих пластичних деформацій конструкція ще може задовольняти висуваним до неї вимогам і для переходу її в граничний стан (під яким розуміється такий стан конструкції, при якому вона втрачає здатність чинити опір зовнішнім впливам або перестав задовольняти пропонованим експлуатаційним вимогам) потрібне подальше зростання навантаження. Таким чином, насправді конструкція володіє запасом міцності більшим, ніж при розрахунку по допустимим напруженням. У зв'язку з цим недоліком методу розрахунку на

міцність по допустимим напруженням виникла необхідність у новому підході до оцінки міцності конструкції. Тому поряд з розрахунком по допустимим напруженням застосовується метод розрахунку конструкцій по граничному стану [14].

Наприклад, сталеві стрижневі конструкції можуть перетворитися в кінематично змінювані після утворення достатнього числа так званих пластичних шарнірів, тобто появи в стрижнях таких перетинів, у всіх точках яких напруження дорівнюють межі текучості. В деяких типах конструкцій цей процес може протікати таким чином, що після утворення перших пластичних шарнірів, задовго до перетворення цих конструкцій в кінематично змінні, подальша експлуатація їх робиться неможливою внаслідок виникнення значних залишкових деформацій. В цьому випадку має місце граничний стан конструкції.

Розрізняють три види граничних станів: по несучій здатності (міцності, стійкості і витривалості при змінних напругах); по розвитку надмірних деформацій (прогинів, перекосів і ін.); по утворенню або розкриттю тріщин.

Розглянемо [14] поздовжню балку з м'якої маловуглецевої сталі переднього візка головного вагону складу метро, яка має ділянку текучості на діаграмі напружень. Щоб спростити розрахунки, діаграми розтягу, стиску і чистого зсуву для пластичних матеріалів схематизують так, що пряма закону Гука безпосередньо сполучається з горизонтальною прямою без плавного переходу, тим самим приймається рівність між межами пропорційності і текучості. Діаграма Прандля передбачає що матеріал вважається ідеально пластичним, тобто не зміцнюється. В цьому випадку довжина горизонтальної ділянки діаграми не обмежується. Така схематизація досить точна для матеріалів типу алюмінію і цілком допустима для матеріалів, що мають діаграми з обмеженою довжиною ділянки текучості. Пояснення цьому полягає в тому, що при наявності такої ділянки текучості, як, наприклад, у м'яких вуглецевих сталей, величина відносного подовження на початку зміцнення в декілька разів перевищує величину відносного подовження на початку появи пластичної деформації, тому навіть при нерівномірному початковому розподілі напружень (згині, крученні, наявності концентраторів), але при подальшому послідовному поширенні пластичної зони з вирівнюванням напружень, вони досягнуть межі текучості одночасно по всьому перерізу раніше, ніж почнеться зміцнення матеріалу в точках з найбільшою пластичною деформацією. В цьому випадку граничний стан, що визначається значною пластичною деформацією, настане до початку зміцнення матеріалу, і тоді граничне навантаження

може бути обчислене за межею текучості.

Для складного напруженого стану запропоновані різні теорії переходу матеріалу в пластичний стан. Найбільш просто розрахунки виконуються при використанні теорії пластичності Сен-Венана, згідно з якою пластичний стан матеріалу при складному напруженому стані настає тоді, коли найбільші дотичні напруження досягають граничного значення межі текучості при зсуві [15].

Як відомо [16], у поперечних перетинах балки при згині нормальні напруження в пружному стані матеріалу розподіляються нерівномірно, лінійно змінюючись по висоті балки. Найбільші нормальні напруження в найбільш віддалених від нейтральної лінії точках поперечного перерізу визначаються за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W}, \quad (1)$$

де: M – згинний момент; W – осьовий момент опору.

При розрахунку на міцність по допустимим напруженням запас міцності визначається як відношення межі текучості матеріалу до найбільших напружень. Тим самим за небезпечний приймається стан балки, відповідний досягненню найбільшими нормальними напруженнями в небезпечних перетинах межі текучості. Такий стан лише умовно можна вважати небезпечним. Балка ще зберігає здатність сприймати збільшуваний згинний момент.

Визначимо величину граничного згинного моменту в разі чистого згину поздовжньої балки переднього візка головного вагону складу метро, поперечний переріз якої має дві осі симетрії. Межі текучості при розтягу і стиску будемо вважати однаковими.

Після появи текучості в найбільш віддалених від нейтральної осі точках перерізу при подальшому збільшенні згинного моменту пластичний стан матеріалу поширюється у напрямку до нейтральної осі. До повного вичерпання несучої здатності балки в її поперечних перерізах будуть дві зони – пластична і пружна

Граничний стан настане тоді, коли текучість пошириться по всьому поперечному перерізу, так як після цього подальша деформація балки відбувається без збільшення згинного моменту. В перерізі утворюється так званий пластичний шарнір, який передає постійний момент, рівний граничного згинного моменту. Граничний момент можна обчислити [16] як суму моментів щодо нейтральної осі сил в поперечному перерізі

$$M_{ep} = \int \sigma_T y dF = \sigma_T 2 \int_{h/2} y dF = \sigma_T 2S_{max}, \quad (2)$$

де S_{max} – статичний момент площі половини поперечного перерізу відносно нейтральної осі.

Величина $2S_{max}$ називається пластичним моментом опору і позначається W_{nl} . Тоді

$$M_{ep} = \sigma_T W_{nl}. \quad (3)$$

Для замкнутого полого прямокутного поперечного перерізу поздовжньої балки візка вагону метро

$$W_{nl} = (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 4, \quad (4)$$

де: h_1, h_2 – зовнішня і внутрішня висота перетину; b_1, b_2 – зовнішня і внутрішня ширина перетину.

Небезпечна величина згинного моменту при розрахунку по допустимим напруженням

$$M_T = \sigma_T W. \quad (5)$$

Відношення

$$M_{ep} / M_T = W_{nl} / W \quad (6)$$

характеризує ступінь збільшення запасу міцності балки при переході до розрахунку по граничному стану і в разі балки полого прямокутного поперечного перерізу становить

$$\frac{W_{nl}}{W} = \frac{(b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 4}{(b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 6} = 1,5. \quad (7)$$

Проведемо силовий розрахунок поздовжньої балки візка головного вагону метро на згин по допустимим напруженням і по граничному стану без урахування впливу поперечної сили.

Поздовжня балка візка головного вагону являє собою просту балку постійного полого прямокутного перерізу, защемлену на кінцях при дії по всій довжині рівномірно розподіленого силового навантаження інтенсивністю q , де: m – половина маси головного вагону; g – прискорення земного тяжіння; l – довжина балки; точки А і В – місця защемлення поздовжньої балки.

Визначимо найбільшу інтенсивність цього навантаження, допустиму згідно з розрахунком по допустимим напруженням і по граничному стану при одному і тому ж запасу міцності.

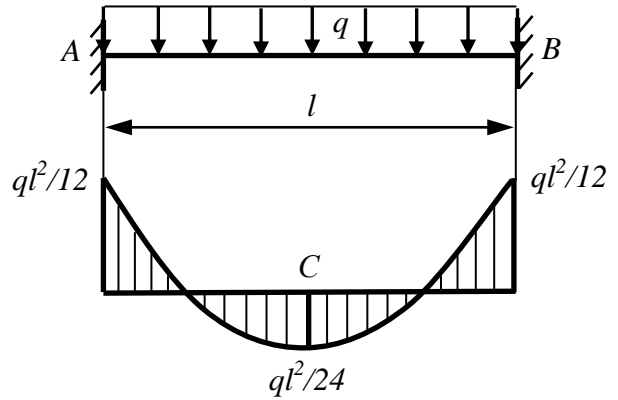


Рис.1. Епюра згинних моментів поздовжньої балки

Розрахунок по допустимим напруженням.

Балка статично невизначена. Її розрахунок істотно спрощується завдяки симетрії. Застосувавши метод переміщень для статично невизначених систем [17], знаходимо зайві невідомі і будемо епюру згинних моментів (рис.1). Найбільше значення згинний момент має в опорних перерізах затиснення

$$M_{max} = M_A = M_B = ql^2 / 12 \quad (8)$$

і по середині поздовжньої балки:

$$M_C = ql^2 / 24. \quad (9)$$

При збільшенні навантаження q напруження в цих перерізах перш за все досягнуть межі текучості. Приймаючи запас міцності по межі текучості рівним n , знайдемо

$$\frac{M_{max}}{W} = \frac{\sigma_T}{n}. \quad (10)$$

З огляду на те, що $W = (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 6$, а $M_{max} = ql^2 / 12$, отримуємо вираз для найбільшого допустимого рівномірно розподіленого навантаження при розрахунку поздовжньої балки на згин по допустимим напруженням

$$q_1 = \frac{2\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{l^2 n}. \quad (11)$$

Розрахунок по граничному стану. При подальшому зростанні навантаження q в опорних перерізах і в середині прольоту величини згинних моментів будуть зростати. Після появи пластичних деформацій у найбільш віддалених від нейтральної осі точках опорних перерізів подальше зростання

навантаження призведе до утворення в цих перерізах пластичних шарнірів, а згинний момент при цьому досягне граничного значення $M_{сп}$.

Тепер вже балка працює як шарнірно оперта, до якої на опорах прикладені постійні моменти

$$M_{сп} = \sigma_T W_{nl} / n = \sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 4n. \quad (12)$$

При подальшому зростанні навантаження q ці моменти зберігають своє значення і задача стає статично визначеною, а в середині прольоту величина згинного моменту стане рівною тому ж значенню $M_{сп}$, і там утворюється пластичний шарнір. При цьому три шарніри розташуються на одній прямій. Подальше зростання навантаження стане неможливим і несуча здатність балки вичерпається.

Умова рівності згинних моментів в опорних перерізах і по середині прольоту має вигляд

$$\frac{ql^2}{12} - M_{сп} = M_{сп}, \quad (13)$$

звідки знаходимо, що

$$M_{сп} = \frac{ql^2}{24}. \quad (14)$$

Прирівнюючи праві частини формул (12) і (14), знайдемо

$$\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) / 4n = \frac{ql^2}{24}. \quad (15)$$

Приймаючи запас міцності рівним n , отримаємо з (15) найбільшу допустиму інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження при розрахунку поздовжньої балки на згин по граничному стану

$$q_2 = \frac{6\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{l^2 n}. \quad (16)$$

Відношення найбільших допустимих інтенсивностей рівномірно розподіленого навантаження при розрахунках по граничному стану (16) і по допустимим напруженням (11) становить

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{6\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{l^2 n} \cdot \frac{l^2 n}{2\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)} = 3. \quad (17)$$

Таким чином, силовий розрахунок поздовжньої балки переднього візка вагону метро із заданим

запасом міцності при розрахунках по граничному стану і по допустимим напруженням дозволяє визначити найбільше допустиме рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю q в кожному випадку, а їх відношення дає кількісну оцінку резерву міцності – збільшення несучої здатності поздовжньої балки в три рази.

Висновки

1. Сформульовані основні переваги методів розрахунку конструкцій по допустимим напруженням і по граничному стану.

2. Розроблена математична модель напружено-деформованого стану поздовжньої балки візка головного вагону складу метро при дії по всій довжині рівномірно розподіленого навантаженням без урахування поперечної сили.

3. Проведено математичне моделювання із заданим запасом міцності силового розрахунку поздовжньої балки візка головного вагону, що представляє собою просту балку постійного полого прямокутного перерізу, защемлену на кінцях і навантажену по всій довжині рівномірно розподіленим силовим навантаженням.

4. Проведено аналіз результатів математичного моделювання з отриманням даних по допускаемому моменту при розрахунку поздовжньої балки по допустимим напруженням і граничного моменту при розрахунку по граничному стану.

5. Проведено аналіз результатів моделювання з отриманням даних по найбільшому допустимому навантаженню при розрахунку поздовжньої балки по допустимим напруженням і по найбільшому допустимому навантаженню при розрахунку по граничному стану.

6. Визначено вплив кожного методу розрахунку на величину найбільшого допустимого навантаження і дана кількісна оцінка резерву міцності поздовжньої балки при дії по всій довжині рівномірно розподіленого силового навантаження.

7. Показано, що застосування методу розрахунку по граничному стану поздовжньої балки візка вагону метро при дії по всій довжині рівномірно розподіленого навантаження дозволяє значно підвищити показник ресурсозбереження та ефективність експлуатації рухомого складу метрополітену, збільшити його термін служби і надійність. Все більше застосування метод розрахунку по граничному стану отримує на транспорті. Однак цей метод не слід вважати універсальним, що повністю замінює розрахунок по допустимим напруженням.

Література

1. Ковалко, М. П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України [Текст] /

- М. П. Ковалко, С. П. Денисюк; відпов. ред. А. К. Шидловський. – К. : УЕЗ, 1998. – 506 с.
2. Волков, Б. Н. Основы ресурсосбережения в машиностроении [Текст] / Б. Н. Волков, Г. А. Яновский. – Л. : Политехника, 1991. – 180 с.
 3. Далека, В. Х. Управління проектами ресурсозбереження на міському електротранспорті [Текст] / В. Х. Далека // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб. наук. пр. – Луганськ : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – №3(11). – С. 34 – 40.
 4. Скуріхін, В. І. Характеристика зносу деталей на міському електротранспорті [Текст] / В. І. Скуріхін // Коммунальное хозяйство городов. – Харьков : ХНАГХ, 2011. – Вып. 97. – С. 260 – 264.
 5. Скуріхін, В. І. Особливості зношування елементів рухомого складу електротранспорту [Текст] / В. І. Скуріхін, В. Х. Далека // Коммунальное хозяйство городов. – Харьков : ХНАГХ, 2011. – Вып. 101. – С. 316 – 321.
 6. Скуріхін, В. І. Оптимізація вибору колісно-моторних блоків вагонів метрополітену [Текст] / В. І. Скуріхін, В. Х. Далека, Є. В. Новіков // Сборник «Коммунальное хозяйство городов». – Харьков : ХНАГХ, 2008. – Вып. 84. – С. 276 – 282.
 7. Шавкун, В. М. Шляхи підвищення ресурсозбереження при експлуатації рухомого складу електричного транспорту [Текст] / В. М. Шавкун, В. Ю. Кулазін // II Всеукраїнська науково-практична конференція «Проблеми та перспективи енерго-ресурсозбереження житлово-комунального господарства». – Алушта : АР Крим, 2006. – С. 161 – 163.
 8. Зубенко Д., Кузнецов О., Лінков В., Петренко О. & Каці Л. (2017). Розробка методів покращення енергомеханічних показників роботи трамвая від впровадження нових трамвайних переїздів. *Scientific Journal «Science Rise»*, 1/2(30), 15-20.
 9. Kuznetzov, A & Zubenko, D. (2016). Designing intelligent systems management transport enterprises entropy approach. *«EUREKA: Physical Sciences and Engineering»*, Tallinn, 1(2), 1, 49-54.
 10. Reinecke, M. & Jelinski, M. (2001). Anlagen zur Erkennung unrunder Eisenbahnräder. *ZEV+DIE Glasers Annalen*, 125, 12, 551 – 555.
 11. Judge, T. (2008). Remote monitoring of the technical state. *Railway Age*, 8, 33 – 36.
 12. Bennet, S. (2000). Berlin S-Bahn Draws Up 10-Year Investment Plan. *International Railway Journal*, 40(7), 37 – 39.
 13. Dodgson, M. (2000). The management of technological innovation : An international and strategic approach. Oxford : Oxford University Press, 272.
 14. Kuznetzov, A., Skurikhin, V. & Shavkun, V. (2018). Investigation of resource- saving reserve of strength characteristics of longitudinal trolley of trolley wagon metropolitana. *«EUREKA: Physical Sciences and Engineering»*, 1(14), 1, 19 -28.
 15. Шутенко, Л. Н. Основы теории упругости и пластичности [Текст] : учеб. пособие / Л. Н. Шутенко, Н. А. Засядько, А. А. Чупрынин. – Харьков : ХНАГХ, 2007. – 135 с.
 16. Писаренко, Г. С. Опір матеріалів [Текст] : підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. За ред. Г. С. Писаренка. – К. : Вища школа, 1993. – 655 с.
 17. Баженов, В. А. Будівельна механіка. Комп'ютерні технології [Текст] : підручник / В. А. Баженов, А. В. Перельмутер, О. В. Шишов. — К. : Каравела, 2009. — 696 с.

References

1. Kovalko, M. P & Denisiuk, S. P. (1998). Energy saving is a priority direction of Ukraine's state policy. In: A. K. Shidlovskiy (Ed.). Kyiv : UEZ, 506.
2. Volkov, B. N. (1991). Basics of resource saving in mechanical engineering. Lviv.: Politekhnik, 180.
3. Daleka, V. Kh. (2004). Resource management projects for urban electric transport. *Project management and production development : collected papers. Luhansk : SNU im. V. Dalia*, 3(11), 34 – 40.
4. Skurikhin, V. I. (2011). Wear characteristics of parts on urban electric transport. *Municipal economy of cities : collected papers. Kharkov : HNAGH*, 97, 260 – 264.
5. Skurikhin, V. I. & Daleka, V. Kh. (2011). Features of wear of the elements of rolling stock of electric transport. *Municipal economy of cities : collected papers. Kharkov : HNAGH*, 101, 316 –321.
6. Skurikhin, V. I., Daleka, V. Kh. & Novikov, E. V. (2008). Optimization of the choice of wheel and motor blocks of subway cars. *Municipal economy of cities : collected papers. Kharkov : HNAGH*, 84, 276 – 282.
7. Shavkun, V. M. & Kulahin, V. Iu. (2006). Ways to increase the resource saving in the operation of rolling stock of electric transport. *Second All-Ukrainian Scientific and Practical Conference "Problems and Prospects of Energy and Resource Saving of Housing and Communal Services". Alushta : AR Krym*, 161 – 163.
8. Zubenko, D., Kuznetzov, A., Linkov, V., Petrenko, O. & Katsy, L. (2017). Development of methods for improving the energy and mechanical performance of the tram from the introduction of new tram crossings. *Scientific Journal «Science Rise»*, 1/2(30), 15-20.
9. Kuznetzov, A & Zubenko, D. (2016). Designing intelligent systems management transport enterprises entropy approach. *«EUREKA: Physical Sciences and Engineering»*, Tallinn, 1(2), 1, 49-54.
10. Reinecke, M. & Jelinski, M. (2001). Anlagen zur Erkennung unrunder Eisenbahnräder. *ZEV+DIE Glasers Annalen*, 125, 12, 551 – 555.
11. Judge, T. (2008). Remote monitoring of the technical state. *Railway Age*, 8, 33 – 36.
12. Bennet, S. (2000). Berlin S-Bahn Draws Up 10-Year Investment Plan. *International Railway Journal*, 40(7), 37 – 39.
13. Dodgson, M. (2000). The management of technological innovation : An international and strategic approach. Oxford : Oxford University Press, 272.
14. Kuznetzov, A., Skurikhin, V. & Shavkun, V. (2018). Investigation of resource- saving reserve of strength characteristics of longitudinal trolley of trolley wagon metropolitana. *«EUREKA: Physical Sciences and Engineering»*, 1(14), 1, 19 -28.
15. Shutenko, L. N., Zasyadko, N. A. & Chuprynin, A. A. (2007). Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity: student manual. Kharkov : HNAGH, 135.
16. Pysarenko, H. S., Kvitka, O. L. & Umanskyi, E. S. (1993).

Material resistance: textbook. In H. S. Pysarenko (Ed.). Kyiv : High school, 655.

17. Vazhenov, V. A., Perelmuter, A. V. & Shyshov, O. V. (2009). Construction mechanics. Computer technology : textbook. Kyiv : Karavela, 696.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф.П. Говоров, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, Харків, Україна.

Автор: КУЗНЕЦОВ Олександр Миколайович
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – alex.kuznetzov2012@yandex.ua
ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7912-4265>

Автор: РУБАНЕНКО Олександр Ігорович
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – Rubanenko.Oleksandr@ukr.net
ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5153-1985>

Автор: ХРЕНОВ Олександр Михайлович
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – Xrenov.Aleksandr@ukr.net

Автор: РАФАЛЬСЬКИЙ Євген Юрійович
студент, групи СА 2019 – 1у
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – alex.kuznetzov2012@yandex.ua

RESERVE CAPACITY OF LONGITUDINAL BEAM OF WAGON TRUCK UNDER THE ACTION OF UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADING

O. Kuznetzov, O. Rubanenko, O. Khrenov, E. Rafalskiy

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine

Priority directions and measures among the main branches of urban electric transport are resource saving in the subway transportation system during its operation. First of all, this problem must be solved by scientific support, that is, at the stage of designing parts and components of vehicles. One of the main tasks that are solved at the design stage is to increase the load-bearing capacity of the parts by analyzing their stress-strain state.

The article is devoted to the calculation of the load capacity reserve of the longitudinal beam of the front subway trolley under the action of evenly distributed over the entire length of the load without taking into account the transverse forces. The priority of the research topic is substantiated, the purpose and tasks are formulated. Two approaches to the power calculation of the bearing capacity of the longitudinal beam are introduced: the calculation of the permissible stresses and the limit state. In both cases elastic models of beams are considered. In the case of calculation on the limit state, the mechanics of the occurrence of plastic hinges at the places of rigid fixing of the ends of the beam are first substantiated. The beam still retains its load capacity. With the further growth of the external load, the emergence of a plastic hinge is justified even in the middle of the beam with the simultaneous loss of the beam of the bearing capacity. To simulate the behavior of the beam according to its characteristics, including the stress and the degradation condition of its load capacity, the mathematical formulation of the problem of calculating the load capacity of the longitudinal beam when calculating the permissible stresses and the limit state without taking into account the transverse force. The load-bearing capacity of the longitudinal beam in the calculation of permissible stresses and the limit state is analyzed.

The analysis of the obtained results allows us to judge the effectiveness of the proposed mathematical model as a whole. The obtained equations for the maximum allowable load when calculating the limit state and the allowable stresses allow us to reliably estimate the bearing capacity of the longitudinal beam in both cases. The increase in the bearing capacity of the beam in the case of calculation on the limit is three times. The conclusions about the adequacy of the analysis of the bearing capacity of the longitudinal beam bearing capacity were made.

Keywords: resource saving, beam, bearing capacity, allowable stresses, limit state.