

О.М. Кузнєцов, О.О. Чупринін, Т.О. Супрун, Д.М. Бабаєв

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

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОЗДОВЖНЬОЇ БАЛКИ ВІЗКА ГОЛОВНОГО ВАГОНА МЕТРОПОЛІТЕНУ ПРИ ДІЇ ПО СЕРЕДИНІ НА БАЛКУ РІВНОМІРНО РОЗПОДІЛЕНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

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

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

### Постановка проблеми

Пріоритетними напрямками та заходами для основних галузей міського електричного транспорту є ресурсозбереження при його експлуатації [1, 2]. 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 та 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 індустриально 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 різноманітті існуючих підходів до проблеми ресурсозбереження на транспорті у багатьох випадках вони не дозволяють раціонально використовувати всі можливості конструкції. Тому актуальним 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, а в роботі [15] при

дії рівномірно розподіленого навантаження по всій довжині балки. В обох випадках 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 по середині балки 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 положення прямокутного перерізу, защемлену на кінцях і навантажену по середині рівномірно розподіленим силовим навантаженням;
- провести аналіз результатів моделювання з отриманням даних по допустимому 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 навантаженню 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 середині балки рівномірно розподіленого силового навантаження;
- порівняти кількісну оцінку резерву міцності поздовжньої балки при дії по середині балки рівномірно розподіленого силового навантаження і при дії рівномірно розподіленого навантаження по всій довжині 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 допустимі, 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 висувані 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 перестає 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, 15].

Наприклад, сталеві стрижневі конструкції можуть перетворитись 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, 15] 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 [16].

Як відомо [17], 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:  $M$  – згинальний 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 згинний момент, що збільшується.

Визначимо величину граничного згинального 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 згинального 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, що дорівнює граничному згинальному моменту. Граничний момент можна обчислити [16] як суму моментів щодо нейтральної осі сил в поперечному перерізі

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

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

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

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

Для замкнутого полого прямокутного поперечного перерізу поздовжньої балки візка вагону метро

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

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

Небезпечна величина згинального моменту при розрахунку по допустимим напруженням

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

Відношення

$$\frac{M_{сп}}{M_T} = \frac{W_{нл}}{W} \quad (6)$$

характеризує ступінь збільшення запасу міцності балки при переході до розрахунку по граничному стану і в разі балки полого прямокутного поперечного перерізу (рис. 1) становить

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

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.

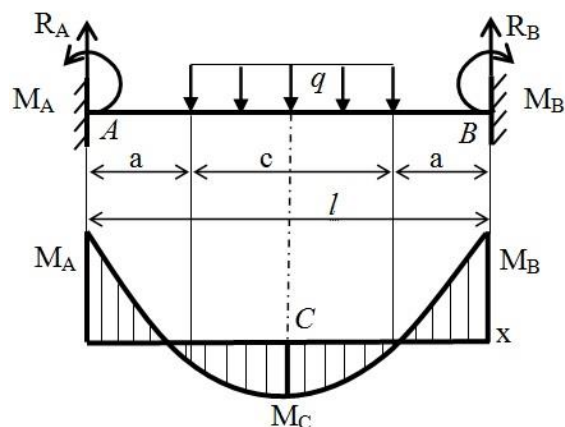


Рис. 1. Епюра згинальних моментів поздовжньої балки

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

**Розрахунок по допустимим напруженням.**

Балка статично невизначена. Її розрахунок істотно спрощується завдяки симетрії. Застосувавши метод переміщень для статично невизначених систем [18],

знаходимо зайві невідомі і будемо епюру згинальних моментів (рис.1). Найбільше значення згинальний момент має в опорних перерізах затиснення

$$M_{\max} = M_A = M_B = -\frac{qc}{l^2} \left[ a^3 - \frac{c^2 a}{12} \right] = -\frac{qc}{4a^2} \left[ a^3 - \frac{c^2 a}{12} \right] = -\frac{qc}{4} \left( a - \frac{c^2}{12a} \right), \quad (8)$$

і по середині поздовжньої балки:

$$M_C = M_{|x=a} = -\frac{qc}{4} \left( a - \frac{c^2}{12a} \right) + \frac{qc}{4} (2a - c). \quad (9)$$

Не важко довести, що  $a - \frac{c^2}{12a} > 0$  та  $(2a - c) \geq 0$ . Тоді можна стверджувати, що  $|M_C| \leq |M_A|$

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  $W = \frac{(b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{6}$ , а

$$M_{\max} = -\frac{qc}{4} \left( a - \frac{c^2}{12a} \right), \text{ отримуємо вираз для}$$

найбільшого допустимого рівномірно розподіленого навантаження при розрахунку поздовжньої балки на згин по допустимим напруженням

$$q_1 = \frac{2\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{3cn \left( a - \frac{c^2}{12a} \right)}. \quad (11)$$

**Розрахунок по граничному стану.** При подальшому зростанні навантаження  $q$  в опорних перерізах і по середині прольоту величини згинальних 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 (рис. 1).

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

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  $M_{ep}$ , 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 згинальних моментів в опорних перерізах і по середині прольоту має вигляд

$$-q_2 \cdot \frac{c}{2} \cdot \frac{c}{4} + \frac{q_2 c l}{2} - M_{ep} = M_{ep}, \quad (13)$$

звідки знаходимо, що

$$M_{ep} = -q_2 \left( \frac{c^2}{16} - \frac{ca}{4} \right). \quad (14)$$

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

$$\frac{\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{4n} = -q_2 c \left( \frac{c}{16} - \frac{a}{4} \right). \quad (15)$$

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

$$q_2 = \frac{-\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)}{4nc \left( \frac{c}{16} - \frac{a}{4} \right)}. \quad (16)$$

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

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{-\sigma_T (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2) \cdot 3 \operatorname{cn} \left( a - \frac{c^2}{12a} \right)}{4nc \left( \frac{c}{16} - \frac{a}{4} \right) \cdot 2\sigma_T n (b_1 h_1^2 - b_2 h_2^2)} = \frac{-12a^2 - c^2}{2ac - 8a^2}. \quad (17)$$

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 середині балки рівномірно розподіленого навантаженням без урахування поперечної сили.

3. Провено математичне моделювання із заданим запасом міцності силового розрахунку поздовжньої балки візка головного вагону, що представляє собою просту балку постійного положо 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 середині рівномірно розподіленого силового навантаження.

7. Показано, що застосування методу розрахунку по граничному стану поздовжньої балки візка вагону метро при дії по середині балки 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 / М. П. Ковалко, С. П. Денисюк; відпов. ред. А. К. Шидловський. – К. : УЕЗ, 1998. – 506 с.
2. Волков, Б. Н. Основы ресурсосбережения в машиностроении / Б. Н. Волков, Г. А. Яновский. – Л. : Политехника, 1991. – 180 с.
3. Далека, В. Х. Управління проектами ресурсозбереження на міському електротранспорті /



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 / В.І. Скуріхін // Комунальне господарство городів. – Харків : ХНАГХ, 2011. – Вип. 97. – С. 260–264.

5. Скуріхін, В.І. Особливості зношування елементів рухомого складу електротранспорту / В.І. Скуріхін, В.Х. Далека // Комунальне господарство городів. – Харків : ХНАГХ, 2011. – Вип. 101. – С. 316–321.

6. Скуріхін, В.І. Оптимізація вибору колісно-моторних блоків вагонів метрополітену / В.І. Скуріхін, В.Х. Далека, Є.В. Новіков // Сборник «Комунальне господарство городів». – Харків : ХНАГХ, 2008. – Вип. 84. – С. 276–282.

7. Шавкун, В.М. Шляхи підвищення ресурсозбереження при експлуатації рухомого складу електричного транспорту / В.М. Шавкун, В.Ю. Кулагін // 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. Kuznetsov A & Zubenko D. (2016). Designing intelligent systems management transport enterprises entropy approach. «EUREKA: Physical Sciences and Engineering», Tallinn, Vol. 1(2), No. 1, 49–54.

10. Reinecke M. & Jelinski M. (2001). Anlagen zur Erkennung unrunder Eisenbahnräder. *ZEV+DIE Glasers Annalen*, Vol. 125, No. 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 p.

14. Kuznetsov 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», Vol. 1(14), No. 1, 19–28.

15. Кузнецов О.М., Рубаненко О.І., Хренов О.М. Рафальський Є.Ю. Резерв несучої здатності поздовжньої балки візка вагону при дії рівномірно розподіленого навантаження // Комунальне господарство міст. *Наук.-техн. сб. Т 1, Вип. 154*. – К.: Техніка. 2020. – С. 50–56.

16. Шутенко, Л.Н. Основы теории упругости и пластичности : учеб. пособие / Л.Н. Шутенко, Н.А. Засядько, А.А. Чупрынин. – Харків : ХНАГХ, 2007. – 135 с.

17. Писаренко, Г.С. Опір матеріалів : підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. За ред. Г.С. Писаренка. – К. : Вища школа, 1993. – 655 с.

18. Баженов, В.А. Будівельна механіка. Комп'ютерні технології : 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 p.

2. Volkov, B.N. (1991). Basics of resource saving in mechanical engineering. Lviv.: Politekhnik, 180 p.

3. Daleka, V.Kh. (2004). Resource management projects for urban electric transport. Project management and production development : collected papers. Luhansk : SNU im. V. Dalia, No. 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., Kuznetsov 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»*, Vol. 1/2(30), 15–20.

9. Kuznetsov A & Zubenko D. (2016). Designing intelligent systems management transport enterprises entropy approach. «EUREKA: Physical Sciences and Engineering», Tallinn, Vol. 1(2), No. 1, 49–54.

10. Reinecke M. & Jelinski M. (2001). Anlagen zur Erkennung unrunder Eisenbahnräder. *ZEV+DIE Glasers Annalen*, Vol. 125, No. 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 p.

14. Kuznetsov 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», Vol. 1(14), No. 1, 19–28.

15. Kuznetsov A., Rubanenko A., Hrenov A., Rafalski E. Reserve of bearing capacity of alongitudinal beam of the carriage of the car at action of evenly distributed loading. // Municipal utilities. *Scientific and technical Sat Ton 1, Vip. 154*. – K. Technique. 2020. – p. 50–56.

16. Shutenko L.N, Zasyadko N.A. & Chuprynin A.A. (2007). Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity: student manual. Kharkov : HNAGH, 135 p.

17. Pysarenko H.S., Kvitka O.L. & Umanskyi E.S.

(1993). Material resistance: textbook. In H.S. Pysarenko (Ed.). Kyiv : High school, 655 p.

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

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.Ф. Далека, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна.

**Автор:** КУЗНЕЦОВ Олександр Миколайович  
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теоретичної і будівельної механіки  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [alex.kuznetzov2012@gmail.com](mailto:alex.kuznetzov2012@gmail.com)  
ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7912-4265>

**Автор:** ЧУПРИНІН Олександр Олександрович  
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теоретичної і будівельної механіки  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [sasha.chupr@gmail.com](mailto:sasha.chupr@gmail.com)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8757-559X>

**Автор:** СУПРУН Тетяна Олександрівна  
кандидат технічних наук, асистент кафедри теоретичної і будівельної механіки  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [ms.suprun1989@gmail.com](mailto:ms.suprun1989@gmail.com)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9666-5909>

**Автор:** БАБАЄВ Данило Миколайович  
студент, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [Danylo.Babaiev@kname.edu.ua](mailto:Danylo.Babaiev@kname.edu.ua)

### COMPARATIVE POWER CALCULATION OF THE LONGITUDINAL BEAM OF THE HEAD CAR BARROW IN THE SUBWAY ACTION IN THE MIDDLE OF THE BEAM OF UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD

O. Kuznetzov, O. Chuprinin, T. Suprun, D. Babaev

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

*Priority directions and events among basic industries of municipal electric transport is resource saving in a transport system of underground passage during his exploitation. First of all this problem must be decided by scientific accompaniment, id est on the stage of planning of details and knots of transport vehicles. One of the basic tasks decided on the stage of planning is an increase of bearing strength of details due to the analysis of their tensely-deformed state. The article is sanctified to the calculation of supply of carrying capacity of stringer of front carriage of subway at operating under the middle of the equipartition loading case-insensitive transversal forces. Priority of research theme is reasonable, an aim and tasks are set forth. Two going offer near the power calculation of bearing strength of stringer: calculation on the assumed tensions and on the maximum states. The resilient models of beams are examined in both cases. In case of calculation on the maximum state mechanics of origin of plastic hinges is first of all grounded in the places of the hard fixing of ends of beam. A beam saves the bearing strength still. At the further height of the external loading appearance of plastic hinge is justified even in the middle of beam with a simultaneous loss by the beam of bearing strength. For the design of behavior of beam in accordance with her descriptions, including on tensions and by the condition of loss of her bearing strength. The mathematical raising of task of calculation of bearing strength of stringer at the calculation of possible tensions and maximum state is examined case-insensitive transversal force. Bearing strength of stringer is analysed at a calculation on possible tensions and on the maximum state. The analysis of the got results allows to judge about efficiency of an offer mathematical model on the whole. Got equalizations for the maximally possible loading at a calculation on the maximum states and on possible tensions allows reliably to estimate bearing strength of stringer in both cases. The increase of bearing strength of beam at a calculation on the maximum state is thrice-repeated. Drawn conclusion about adequacy of analysis of bearing strength of stringer.*

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