

УДК 625.46

DOI: 10.15587/2313-8416.2017. 87468

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОМЕХАНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ТРАМВАЯ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ НОВИХ ТРАМВАЙНИХ ПЕРЕЇЗДІВ

© Д. Ю. Зубенко, О. М. Кузнецов, В. В. Ліньков, О. М. Петренко, Л. О. Каца

Підвищення ефективності ремонтного виробництва полягає в розвитку технічного обслуговування та ремонтних систем управління, в розширенні розробок і застосуванні сучасних засобів технології діагностики вагону, своєчасний ремонт збільшує термін служби трамваю, знижує матеріальні та енергетичні витрати. Розглянуті питання визначення напрямних зусиль на обчислювальній техніці, дана оцінка безпеки при русі вагона в кривій

Ключові слова: трамвайні рейки, нові трамвайні переїзди, динаміка руху трамвая, гармоніки коливань

1. Вступ

У міській транспортній системі важливе місце займають трамвайні вагони. Цей вид транспорту є найбільш перспективним у багатьох країнах світу: має мінімальні експлуатаційні витрати, низький рівень шуму, хороші ходові якості.

Розвиток трамвайної мережі також є рішенням екологічної проблеми міста. Рішення про використання саме трамвая викликано в першу чергу переважністю магістралей міста транспортом, загазованістю і високим рівнем шуму.

По-перше, це найдешевший вид транспорту. За дешевизною він перевершує тролейбус на 20 %, а автобус – на 40 %. Друга незаперечна перевага – екологічна чистота. По-друге, трамвай дуже економічний. Він може перевозити значно більшу кількість пасажирів, ніж автобус і тролейбус. Для цього досить пустити зчеплення вагонів. За умови, що трамвай йде не по проїжджій частині, а по відокремленому полотну, то він незалежний від пробок і інтенсивності вуличного руху.

На сьогоднішній день, незважаючи на наявність різних автобусів, маршрутних таксі, більшість жителів міста віддає перевагу електричному транспорту.

Також найважливішими завданнями є підвищення ефективності експлуатації рухомого складу, задоволення потреби в перевезенні міського населення, збільшення терміну служби рухомого складу та його надійності. Максимальне положення витрат на ремонт рухомого складу, максимальний випуск його на лінію, високу регулярність руху і транспортну комфортабельність пасажироперевезень.

2. Літературний огляд

Головною складовою безперебійного та безпечного руху рейкового транспорту є технічний стан шляху. При цьому деформаційні характеристики баластного шару під рейковими опорами регламентують, в кінцевому підсумку, технічний ресурс шляху, а також тривалість їх експлуатації [1–3].

Під дією динамічного навантаження руху вагона елементи рейкової колії зазнають ряд найскладніших деформацій і при несприятливому збігу обставин деякі з елементів колії можуть отримати небез-

печні напруження, а вагон придбати нестійкі, тобто небезпечні форми руху.

Рейковий шлях базується на пружних опорах. У цьому полягає одна з його найхарактерніших небезпек.

Стикаючись з рейкою малої поверхнею, колесо передає йому значні статичні і динамічні навантаження. В результаті цього в зонах дотику коліс з рейками виникають великі контактні напруги. У процесі гальмування між колесами і колодками створюються великі сили тертя, що викликають нагрівання обода, що сприяє утворенню в ньому ряду дефектів. Удари коліс на стиках рейок можуть викликати появу тріщин в ободі.

Дані несправності відбуваються через неправильну збірку візка, тривалої роботи на ділянках шляху з крутими кривими, а так же порушень вимог формування колісних пар. Ці несправності можуть викликати сходження вагона з рейок.

Колісна пара є найбільш відповідальною і зношувальною частиною вагона, від якої в більшій мірі залежить безаварійна робота рухомого складу. Відчуваючи значні статичні навантаження, колісна пара постійно зношується в результаті своєї взаємодії з рейками.

Безпека руху поїзда визначається не тільки якістю виконання колісної пари і відсутністю в ній дефектів, але і надійним з'єднанням коліс з віссю. З'єднання здійснюється за допомогою пресової посадки. Посаджені на вісь колеса міцно фіксуються. Вони утримуються за рахунок спеціального натягу. Даний натяг утворюється внаслідок більшого діаметра частини осі під маточиною, в порівнянні з діаметром самої маточини колеса. Величина натягу визначає міцність з'єднання в сучасних колісних парах. При цьому важлива точність роботи. Вважається неприпустимим навмисне заниження або завищення величини натягу. У ході досліджень було виявлено що, це може привести до передчасного виходу з ладу всього механізму. Крім того, на надійність стикування осі і колеса впливають ступінь точності обробки посадкової поверхні і якість запресовування. Колісні пари, виготовлені в заводських умовах, відрізняються високою точністю розмірів і якісною обробкою. Це означає їх зносостійкість і довговічність.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є дослідження процесу вписування трамвайних вагонів в колію і оцінка безпеки руху.

Тому для досягнення поставленої мети треба вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати бічні сили що діють на трамвайний вагон;
- ознайомитись з видами пошкоджень колісної пари та візка;
- розгляд критерій безпеки при русі трамвайного вагона в кривій.

4. Матеріали та методи дослідження

Відомо, що при визначенні напрямних зусиль під час руху в кривій необхідно знати величину відцентрових сил, що діють на трамвайний вагон. Розгляд екіпажу як матеріальної точки, в якій зосереджена вся маса, призводить до наступного виразу для визначення невірноваженою частини відцентрових сил [4–6]:

$$C = G \left(\frac{U^2}{gR} - \frac{H}{S} \right), \quad (1)$$

де C – невірноважена частина відцентрової сили, т; V – швидкість руху, м / сек; $g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/сек²; R – радіус кривої, м; H – перевищення зовнішньої рейки, м; S – відстань між колами катання, м; G – вага екіпажу, кг (H).

У рівнянні (1) не враховується нахил кузова на ресорному підвішуванні, який впливає на величину невірноважених відцентрових сил. Оскільки нахил кузова при русі відбувається назовні кривої, то за рахунок "вирівнювання" кузова слід очікувати збільшення величини невірноваженою частини відцентрових сил.

Схема сил, лінійні розміри і необхідні кути показані на рис.1.

Тут введені такі позначення:

G_1 – розрахунковий вага кузова з пасажирський навантаженням, що припадає на один візок, т;

G_2 – вага однієї візки, т;

L – відстань між пружними елементами ресорного підвішування, м;

α – кут відхилення кузова вагона від вертикалі за рахунок перевищення зовнішньої рейки;

ε – кут, що визначає зміщення вертикальної осі кузова під дією відцентрової сили.

Для визначення кута ε скористаємося деформацією ресорного підвішування при нахилі кузова, показаного на рис. 2. Тут введені такі позначення:

Δ – зміщення центру ваги кузова, м;

δ – прогин ресорного підвішування, м;

Z – додаткова вертикальне навантаження на ресорне підвішування, т;

H_0 – відстань між подовжною балкою візка і центра тяжіння, м.

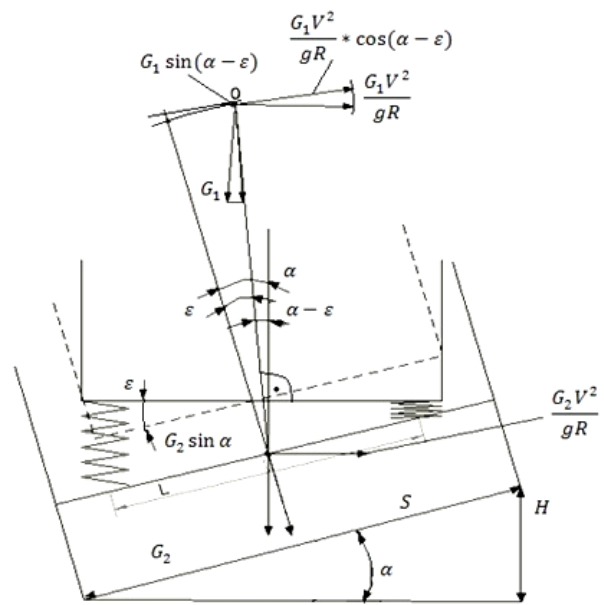


Рис. 1. Схема сил, лінійні розміри і необхідні кути

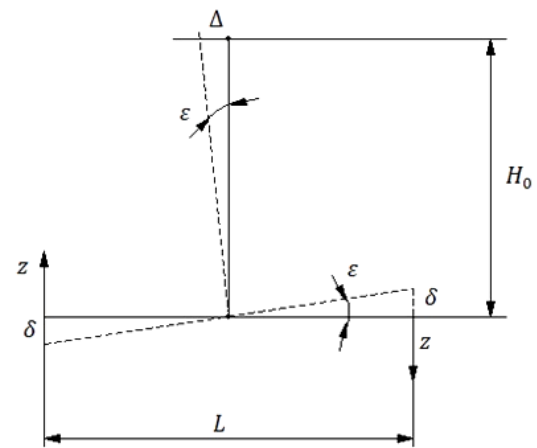


Рис. 2. Схема деформації ресорного підвішування при нахилі кузова

Якщо швидкість руху в кривій радіусом R буде U і вага екіпажу G , то відцентрова сила дорівнює [7–9].

$$C = \frac{G U^2}{g R}. \quad (2)$$

Розглянемо екіпаж як матеріальну точку з центром тяжіння O , у якій зосереджена маса екіпажу. Для визначення бічних тисків колісна рейка скористаємося методом кінетостатиці, приклавши в точці O відцентрову силу C (рис. 3).

Відцентрова сила, що не врівноважена складовою від ваги вагона, буде дорівнює:

$$C' = \frac{G U^2}{g R} - G \sin \alpha = \frac{G U^2}{g R} - G \frac{h}{k} = G \left(\frac{U^2}{gR} - \frac{h}{k} \right). \quad (3)$$

При русі вагона в кривих має місце кочення коліс по рейках і частково ковзання їх і, нарешті, переміщення за рахунок деформації матеріалу рейок і бандажів в їх контактній зоні [10].

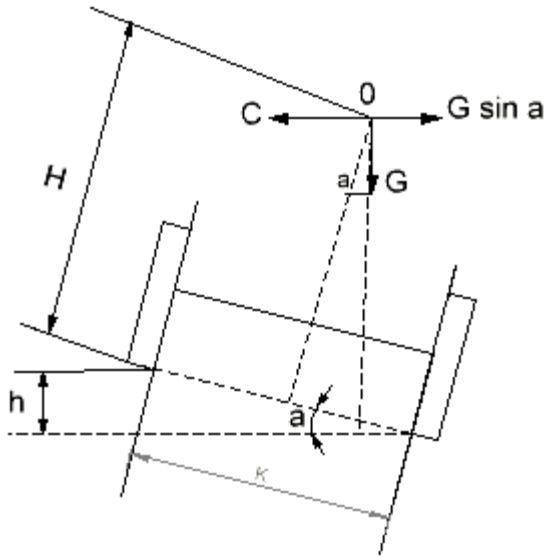


Рис. 3. Схема врівноваження відцентрових сил

Виберемо полюс (центр повороту екіпажу) так, щоб при розкладанні руху екіпажу отримати поступальне переміщення, при якому буде мати місце чисте кочення коліс, тобто у напрямку поздовжньої осі екіпажу, при цьому центр повороту знаходиться в точці Ω (рис. 4.), що представляє собою підставу перпендикуляра, опущеного з центра кривої.

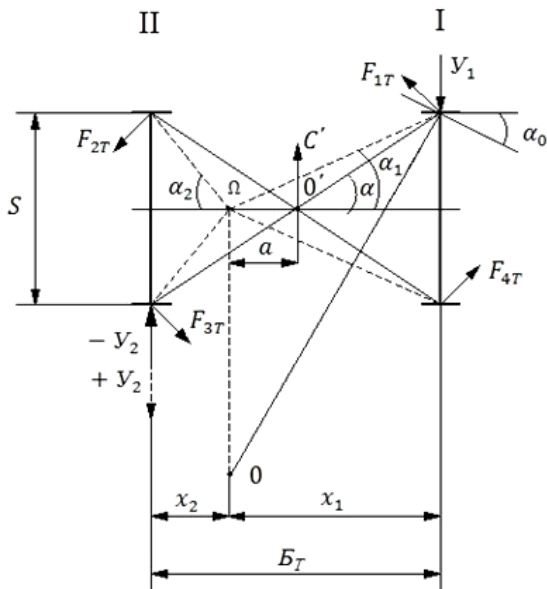


Рис. 4. Рух колісної пари I та II

З рис.4 видно, що кут α_0 являє собою кут зустрічі колеса першої колісної пари із зовнішньою рейкою.

Тертя ковзання, тобто сили $F_{1T}, F_{2T}, F_{3T}, F_{4T}$ визначаються по вертикальному тиску на колесо і коефіцієнт тертя ковзання колеса про рейок.

Зсув можна визначати з побудови (рис. 5.)

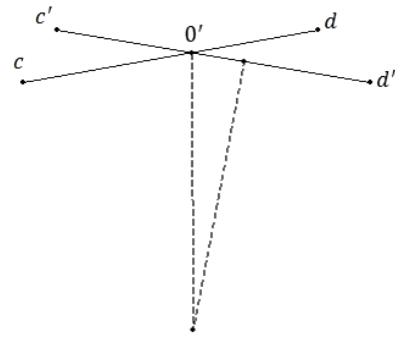


Рис. 5. Зсув полюса повороту

$$a_0 = \frac{lR}{B_T}, \quad (4)$$

де l – зазор; R – радіус кривої; B_T – база візки.

Установка візка в найбільшому перекосі може відбуватися тільки при малих швидкостях.

Положення, коли візок встановлюється по хорді (рис. 6.), тобто колеса візка набігають на зовнішню рейку. Напрямок руху екіпажу в кривій буде у цьому випадку здійснюватися крайніми зовнішніми колесами, на які діють сили Y_1 і Y_2 з боку зовнішньої рейки.

Положення найбільшого перекосу (рис. 7), коли перша колісна пара притиснута до рейки, а друга колісна пара – до губці зовнішнього або голівці внутрішнього рейки.

Крім зазначених вище граничних положень екіпажу в кривій, можуть мати місце проміжні (рис. 8), коли жодного з задніх коліс не торкається ні зовнішньої, ні внутрішньої рейки.

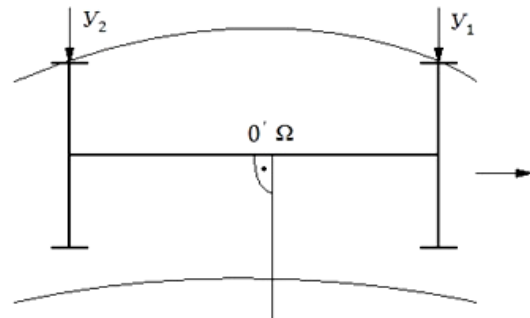


Рис. 6. Хордове становище

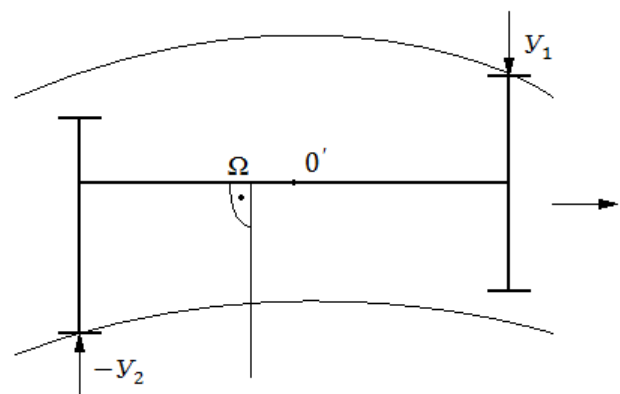


Рис. 7. Положення найбільшого перекосу

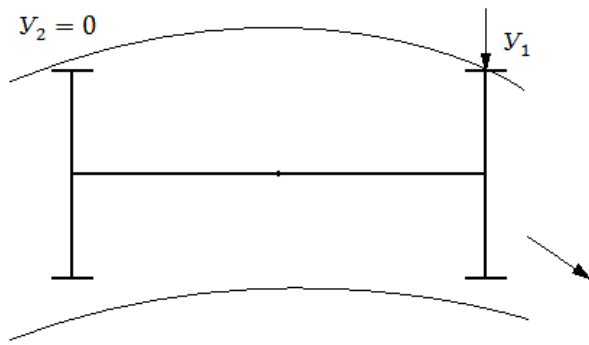


Рис. 8. Проміжне становище

Сили Y_1, Y_2, C' вважаємо паралельними між собою і перпендикулярними поздовжньої осі екіпажу, нехтуємо моментом тертя в п'ятникових пристрої [11–13].

Розглядаючи усталений рух в кривій, отримаємо два основні рівняння: 1. Рівняння моментів відносно центру повороту:

$$Y_1 x_1 - 2F_{1r} \sqrt{x_1^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2} - 2F_{2r} \sqrt{x_2^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2} - C' \alpha \pm Y_2 x_2 = 0, \quad (5)$$

де x_1, x_2 – відстань колісних пар I і II до центру повороту;

$$\sqrt{x_1^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}, \sqrt{x_2^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2} \text{ – плечі сил тертя;}$$

a – відстань відцентрової сили до точки полюса.

Рівняння проекції тих же сил на напрям, перпендикулярний поздовжньої осі екіпажу:

$$Y_1 \pm Y_2 - C' - 2F_{1r} \cos \alpha_1 + 2F_{1r} \cos \alpha = 0, \quad (6)$$

де

$$\cos \alpha_1 = \sqrt{x_1^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2};$$

$$\cos \alpha_2 = \sqrt{x_2^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}.$$

У цих рівняннях верхній знак перед Y_2 відповідає набіганню другій колісній парі на зовнішню рейку, нижній на внутрішній [14].

Рівняння (3) і (4) дають залежність напрямних зусиль Y_1 і Y_2 від відцентрової сили і сил тертя в опорних точках коліс з рейками.

Зусилля $Y_2=0$, тобто розглядаємо хордове положення візка на самому початку його виникнення. У цьому випадку центр повороту збігається з геометричним центром візки, тобто немає a зсуву і легко ви-

значається $\cos \alpha_1$ і $\cos \alpha_2$. Вирішуючи при цьому спільне рівняння (5) і (6), знайдемо Y_1 і C' . За величиною відцентрової сили C' знайдемо відповідну швидкість екіпажу U , яку назовемо найменша (мінімальної) швидкістю установки екіпажу по хорді U_{\min}^x . Величини Y_1 і U_{\min}^x для цього випадку дадуть нам точку для побудови залежності $Y_i = f(U)$.

Переймаючись більш високими швидкостями $U > U_{\min}^x$ ми матимемо те ж саме становище екіпажу по хорді і, очевидно, ті ж $x_1; x_2; \cos \alpha_1; \cos \alpha_2$ але сила натискання другої колісної пари не буде дорівнюватися вже нулю і в рівняннях матимемо два невідомих Y_1 і Y_2 . Частина відцентрової сили C' визначитися по заданим швидкостями $U_1; U_2; U_3; U_4$ (достатньо для побудови кривої чотирьох цих точок) і, отже можна знайти Y_1 і Y_2 для кожної з швидкостей.

Після цього можна приступити до визначення найвищої швидкості найбільшого перекосу. При цій швидкості колесо другої колісної пари прагнуть відійти від внутрішньої рейки і не виробляти бічного тиску. У цьому випадку $Y_2=0$ і ми знову можемо визначити найвищу швидкість U_{\max}^{Hn} (по C') найбільшого перекосу і Y_1 , а третє невідоме зміщення полюса повороту визначається з додаткового рівняння (4). Для всіх швидкостей більш низьких, ніж становище найбільшого перекосу зберегтися і, отже, можна отримати наступні точки кривої, задаючись швидкостями $U_5; U_6; U_7$ і визначаючи для них відповідні Y_1 і Y_2 .

З'єднавши плавною кривою отримані точки, отримаємо графічно і проміжні значення Y_1 і Y_2 швидкості, при яких візок займає проміжне положення, коли Y_2 має дорівнювати нулю [15, 16].

5. Результати дослідження

При вирішенні рівнянь (4) і (5) значення $\cos \alpha_1$ та $\cos \alpha_2$ для хордового положення та положення перекосу будуть отримувати наступні значення: – для хордової положення:

$$x_1 = x_2; \quad x_1 + x_2 = B_r.$$

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \cos \alpha = \frac{B_r}{2 \sqrt{\left(\frac{B_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}}; \quad (7)$$

– для перекосу:

$$x_1 \neq x_2; \quad x_1 + x_2 = B_r.$$

$$x_1 = \frac{B_r}{2} + \alpha;$$

$$x_2 = \frac{B_r}{2} - \alpha;$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{\frac{B_r}{2} + \alpha}{\sqrt{\left(\frac{B_r}{2} + \alpha\right)^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}};$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{\frac{B_T}{2} - \alpha}{\sqrt{\left(\frac{B_T}{2} - \alpha\right)^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}}, \quad (8)$$

$$\cos \alpha = \frac{B_T + 2\alpha}{2\sqrt{\left(\frac{B_T}{2} + 2\alpha\right)^2 + (S)^2}}.$$

Криві $V_1 = f(U)$ і $V_2 = f(U)$ дозволяють нам оцінити і вибрати найгірший випадок навантаження елементів ходової частини для розрахунків на міцність, розглядати питання зносу рейок і бандажа, а так само розглядати питання безпеки руху в кривих.

6. Висновки

1. Величина рівноважної швидкості у всіх випадках отримана більше, ніж швидкість, що допускається для руху в кривій по правилам технічної експлуатації для трамвайних вагонів.

2. При швидкостях руху і перевищеннях зовнішньої рейки регламентованих ПТЕ трамвайних вагонів як правило отримані негативні значення величини, що говорить про неможливість встановлення візка при таких швидкостях з найбільшим перекосом.

3. У зоні швидкостей правила технічної експлуатації спрямовує зусилля на колеса, заштовхувати візок в криву, менше зусилля на другий колісній парі, що сприяє вписуванню трамвайного вагона в криву.

Література

1. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
2. Митюшин, Н. Т. Рельсовый путь. Конструкция и расчёт верхнего строения пути [Текст] / Н. Т. Митюшин. – М.: Трансжелдориздат, 1934. – 491 с.
3. Ефремов, И. С. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта [Текст] / И. С. Ефремов, Б. Н. Гущо-Малков. – М.: Стройиздат, 1970. – 480 с.
4. Ефремов, И. С. Технические средства городского электрического транспорта [Текст]: уч. пос. / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев, В. В. Шевченко. – М.: Высшая школа, 1985. – 448 с.
5. Коваленко, В. І. Технічна експлуатація електричного транспорту. Електромеханіка [Текст] / В. І. Коваленко, В. Х. Далека, В. М. Шавкун. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 54 с.
6. Основи охорони праці [Текст]: навч. пос. / за ред. Б. М. Коржика. – Х.: ХДАМГ, 2009. – 107 с.
7. Порядок проведення розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві [Текст]. – Кабінет Міністрів України, 2011. – № 1232.
8. НПАОП 60.2-1.01-06 Правила охорони праці на міському електричному транспорті [Текст]. – Міністерство України з питань надзвич. ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорноб. катастрофи, 2006. – № 546. – 104 с.
9. Про охорону праці [Текст]. – Верховна Рада України, 1992. – № 2694-ХІІ.
10. Крамаренко, Г. В. Технічна експлуатація транспортних засобів [Текст] / Г. В. Крамаренко. – М.: Автотрансиздат, 1962.
11. Иванов, М. Д. Устройство и эксплуатация трамвая [Текст]: уч. пос. / М. Д. Иванов, А. П. Алпаткин, Б. К. Иеропольский. – М.: Высшая школа, 1977. – 272 с.
12. Иванов, М. Д. Трамвайные вагоны Т-3 [Текст] / М. Д. Иванов, А. А. Пономарев, Б. К. Иеропольский. – М.: Транспорт, 1977. – 240 с.
13. Пономарев, А. А. Подвижной состав и сооружения городского электротранспорта [Текст]: учеб. / А. А. Пономарев, Б. К. Иеропольский. – М.: Транспорт, 1981. – 274 с.
14. Зубенко, Д. Ю. Аналіз існуючих підходів налаштування інтелектуальних систем управління транспортними підприємствами [Текст] / Д. Ю. Зубенко, А. В. Коваленко, О. М. Кузнецов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – Т. 6, № 9 (78). – С. 17–22. doi: 10.15587/1729-4061.2015.56693
15. Зубенко, Д. Ю. Розробка енергомеханічної установки для тяги електромобіля [Текст] / Д. Ю. Зубенко, А. В. Коваленко, О. М. Петренко, В. М. Шавкун, М. Ю. Олехно // ScienceRise. – 2016. – Т. 10, № 2 (27). – С. 6–15. doi: 10.15587/2313-8416.2016.79196

*Рекомендовано до публікації д-р техн. наук Харченко В. Ф.
Дата надходження рукопису 24.11.2016*

Зубенко Денис Юрійович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра електричного транспорту, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: Denis04@ukr.net, denis.zubenko.77@mail.ru

Кузнецов Олександр Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра теоретичної і будівельної механіки, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: kuznet54@mail.ru

Ліньков Віктор Васильович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра електричного транспорту, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: viktor.linkov.00@mail.ru

Петренко Олександр Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра електричного транспорту, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: Petersanya2007@mail.ru

Каці Любов Олександрівна, кафедра електричного транспорту, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002
E-mail: l.katsy@mail.ru

УДК 697.1

DOI: 10.15587/2313-8416.2017.86290

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЖЕРЕЛ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВОЇ КІМНАТИ БАГАТОПОВЕРХОВОГО БУДИНКУ

© С. В. Попов, А. В. Васильєв, Є. А. Васильєв

Проведено літературний огляд сучасних джерел опалення житлових приміщень. Представлені результати експериментальних досліджень джерел опалення на прикладі житлової кімнати площею 16 м² у цегляному будинку на середньому поверсі. Наведено методику та засоби вимірювань. Визначено оптимальні джерела із точки зору мінімального споживання енергії, а також вартості їх місячного використання

Ключові слова: централізоване опалення, індивідуальний лічильник, інфрачервоний конвекційний обігрівач, електронний терморегулятор, кондиціонер

1. Вступ

Непорушною аксіомою є те, що будь-яке приміщення, в якому мешкають або працюють люди в холодний сезон, необхідно опалювати. Першою опалювальною установкою, створеною руками людини, було багаття, що розпалювалося на підлозі житла. Надалі опалювальні установки удосконалювалися. На зміну відкритому багаттю прийшли печі. Промислова революція XVIII століття зробила корінний перелом і в опалювальній техніці. Починається використання відпрацьованої в машинах пари для обігріву приміщень. Перші системи водяного опалювання з природною циркуляцією теплоносія починають використовуватися з 1834 року. З моменту випуску промисловою електричних двигунів на початку XX століття набувають поширення водяні системи з насосною подачею [1, 2].

2. Літературний огляд

Підвищення тарифів на тепло та його постачання – це реалії сьогодення, які постали перед кожним громадянином нашої держави. Українські родини, якщо їх витрати на комунальні послуги перевищують в середньому 15 % щомісячного доходу, мають можливість отримати пряму субсидію від держави. Але незважаючи на це актуальною залишається проблема надання якості послуг з опалення. Не всі можуть отримати тепло належної якості, навіть не сплачуючи за нього із сімейного бюджету (отримання субсидії). Поряд із цим залишаються актуальними

проблеми нагріву житлових приміщень до початку опалювального сезону, економії енергоносіїв, а також коштів під час сплати комунальних послуг.

Розглянемо основні сучасні безпечні та надійні шляхи як зігрітися та прогріти житлову кімнату, розташовану у багатоповерховому будинку без автономного опалення (індивідуальні котли).

Тепловентилятори [3] швидко нагріваються і обігрівають як малі так і великі приміщення. Споживана потужність у більшості конструкцій від 1 кВт. Поставити тепловентилятор можна на стіл або на підлогу. Прилад не займає багато місця, і його зручно зберігати. Використання тепловентиляторів погіршує якість повітря – при роботі приладу відбувається окислення спіралі і горіння пилу, тому кількість кисню в повітрі зменшується.

Масляні обігрівачі [4] не випалюють, але сушать повітря і споживають значну кількість електрики (на кімнату площею 15 м² потрібна потужність не менше 1,5 кВт, а краще 2,0 кВт для збереження його ресурсу). Також до недоліків необхідно віднести інерційність приладу на початку роботи (тривалий час на прогрівання мастила).

Конвекторні електричні обігрівачі [5] мають більше переваг, ніж масляні. При виборі необхідно користуватися правилом: на 10 м² приміщення необхідно 1 кВт потужності приладу за умови, що висота стелі не перевищує 2,7 метри. Вони нагрівають приміщення будь-якої площі за невеликий проміжок часу. При цьому вони безпечні, не сприяють виго-