



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ПІВНІЧНО-СХІДНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР
ТРАНСПОРТНОЇ АКАДЕМІЇ УКРАЇНИ**

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
УКРАЇНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Випуск 179

Харків 2018

УДК 656.2(062)

У Збірнику наукових праць УкрДУЗТ відображені матеріали та наукові розробки вчених і спеціалістів залізничного транспорту, наукових установ і промисловості з вирішення сучасних задач та проблем організації перевезень та управління на транспорті, рухомого складу і тяги поїздів, транспортного будівництва та залізничної колії, автоматики, телемеханіки та зв'язку.

Збірник наукових праць УкрДУЗТ призначений для інженерно-технічних працівників, магістрантів, студентів і науковців залізничного транспорту та промисловості.

З електронною версією збірника можна ознайомитися на сайті:
http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe.

Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus (Польща).

З реєстрацією збірника можна ознайомитися на сайті
<http://jml2012.indexcopernicus.com>.

Google Scholar профіль: <https://scholar.google.com.ua>

Веб-сторінка збірника: <http://znp.kart.edu.ua>

Реферативна база

"Наукова періодика України": <http://csw.kart.edu.ua>

ISSN (p) 1994-7852

ISSN (online) 2413-3795

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 21515 - 11415ПР від 27.07.2015 р. Друкується за рішенням вченої ради університету, протокол № 7 від 27 вересня 2018 р.

Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту включено до списку друкованих (електронних) періодичних видань, що включаються до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Наказ МОН України від 21.12.2015 р. №1328 (додаток 8)).

Редакційна колегія

Головний редактор – Вовк Руслан Володимирович, доктор фізико-математичних наук, професор, УкрДУЗТ

Залізничний транспорт (273)

Пузир В. Г., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Фомін О. В., д.т.н., доцент (ДУІТ, м. Київ)
Путято А. В., д.т.н., доцент (БДУТ, Білорусь)
Горобченко О. М., д.т.н., доцент (ДУІТ, м. Київ)
Дацун Ю. М., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Мартинов І. Е., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Vureika G., dsc, professor (VG TU, Литва)
Михалків С. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Ловська А. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

Будівництво та цивільна інженерія (192)

Бліхарський З. Я., д.т.н., проф. (НУ Львівська політехніка)
Борзяк О. С., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Ватуля Г. Л., д.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Лобяк О. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Орел Є. Ф., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Плугін А. А., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Плугін Д. А., д.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Пушкарьова К. К., д.т.н., професор (КНУБА)
Толмачов С. М., д.т.н., професор (ХНАДУ)
Трикоз Л. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Шабанова Г. М., д.т.н., професор (НТУ ХПІ)
Шмуклер В. С., д.т.н., професор (ХНУМГ)
Fisher Hans-Bertram., dr. ind., professur (Bauhaus-Universität Weimar F.A., Німеччина)
Опанасенко О. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

Транспортні технології (275)

Панченко С. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Бутько Т. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Прохорченко А. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Шраменко Н. Ю. д.т.н., професор (ХНТУСГ)
Мороз М. М. д.т.н., професор (КНУ, м. Кременчук)
Кириллова О. В., д.т.н., доцент (ОНМУ, м. Одеса)
Бабаєв М. М., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Даренський О. М., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Лаврухін О. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Ходаківський О. М., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

Механічна інженерія (131, 132, 133)

Астанін В. В., д.т.н., професор (НАУ м. Київ)
Воронін С. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Геворкян Е. С., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Ковальова І. М., к.т.н., доцент (НАНБ, Білорусь)
Онопрійчук Д. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Стефанов В. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Тимофеев С. С., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Тимофеева Л. А., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Федориненко Д. Ю., д.т.н., професор (ЧНТУ, м. Чернігів)

Теплоенергетика (144)

Каграманян А. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Мороз В. І., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Фалендиш А. П., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)
Грицук І. В., д.т.н., доцент (ХМДА, м. Херсон)
Сотник М. І., д.т.н., доцент (СДУ, м. Суми)
Дешко В. І., д.т.н., професор (НТУ, м. Київ)
Володарець М. В., к.т.н., старш. викл. (УкрДУЗТ)
Бабіченко Ю. А., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)
Pavlenko A., dsc. tech., profesor (KUT, Poland)
Bartoszewicz J., dsc. tech., profesor (PUT, Poland)
Tomaszewski F., phd, profesor (PUT, Poland)

ЗМІСТ

Залізничний транспорт (273)

- Оробінський О. В., Петухов В. М., Аксьонова Н. А.* Кінематика руху колісної пари після сходу з рейок 6
- Білошицький Е. В.* Енергоефективність систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць 13
- Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М.* Виділення бічних смуг на спектрах потужності вібрації тягових редукторів електропоїздів 26

Транспортні технології (275)

- Краснов О. О.* Математичне моделювання електровоза змінного струму з активним перетворювачем у режимі тяги 40
- Даренський О.М., Тулей Ю. Л., Овчинников О. О., Лейбук Я. С.* Числові дослідження динамічних поперечних сил у кривих, у зонах нерівностей ланок колії 51
- Białoń Andrzej, Adamski Dominik, Łukasz Zawadka.* Experience Gained During Examination of Electromagnetic Compatibility Between Rolling Stock and Axle Counters 59
- Даніленко Е. І., Молчанов В. М., Даніленко Т. П.* Змінність пружно-жорсткісних характеристик бокового вигину та кручення рейкової нитки залежно від відношення колісних навантажень $R_{\text{дин}}/H_{\text{дин}}$ 66

Будівництво та цивільна інженерія (192)

- Северин В. О.* Моделювання випадкових навантажень на конструкції будівель каркасного типу 83
- Ромашко О. В., Ромашко В. М.* Щодо оцінювання зчеплення арматури з бетоном 92

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 531.16:629.4.067

КІНЕМАТИКА РУХУ КОЛІСНОЇ ПАРИ ПІСЛЯ СХОДУ З РЕЙОК

Канд. техн. наук О. В. Оробінський, канд. фіз.-мат. наук Н. А. Аксьонова,
канд. техн. наук В. М. Петухов

КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ПОСЛЕ СХОДА С РЕЛЬС

Канд. техн. наук А. В. Оробинский, канд. физ.-мат. наук Н. А. Аксёнова,
канд. техн. наук В. М. Петухов

KINEMATICS OF MOVEMENT OF A WHEEL PAIR AFTER ITS DERAILMENT

PhD (Tech.) O. V. Orobinskiy, PhD (Phys-Math.) N. A. Aksenova, PhD (Tech.) V. M. Petuhov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147707>

Для створення алгоритму визначення сходу вагона з рейок розроблена кінематична модель руху колісної пари по шпалах. Для цього на першому етапі створення моделі було визначено траєкторію руху колісної пари після її сходу з рейок, визначено миттєві центри швидкостей осі колеса. Кінематичний аналіз такого руху колеса показав, що амплітуда і частота коливань колісної пари при її русі після сходу з рейок залежать від діаметра колеса, ширини шпал, а також від відстані між шпалами. Надалі це дозволить створити надійний алгоритм розпізнавання сходу колісних пар для побудови апаратного і програмного забезпечення технічної системи виявлення сходів вагонів.

Ключові слова: вагон, колісна пара, миттєвий центр швидкості, кінематичний аналіз, траєкторія.

Для создания алгоритма определения схода вагона с рельс разработана кинематическая модель движения колесной пары по шпалам. Для этого на первом этапе создания модели была определена траектория движения колесной пары после ее схода с рельс, определены мгновенные центры скоростей оси колеса. Кинематический анализ такого движения колеса показал, что амплитуда и частота колебаний колесной пары при ее движении после схода с рельс зависят от диаметра колеса, ширины шпал, а также от расстояния между шпалами. В дальнейшем это позволит создать надежный алгоритм распознавания схода колесных пар для построения аппаратного и программного обеспечения технической системы обнаружения сходо́в вагонов.

Ключевые слова: вагон, колесная пара, мгновенный центр скорости, кинематический анализ, траектория.

The work is devoted to a deep study of the kinematics of a wheeled pair at the derailment of a railroad car. Attention to this subject is increased, since the damage caused by the descent of passenger and freight trains is sufficiently great. Currently available technical means do not allow timely identification of the car wagon, and the data presented in the literature, sufficiently, do not allow to create the necessary equipment for its detection.

In order to solve this problem, the work of studying the movement of the wheeled car after the derailment. A trajectory and a kinematic model of the motion of a wheel along a tie lattice are constructed.

The wheel pair after its descent from the rail moves, as a rule, along the sleeper grille. Accordingly, its trajectory of motion depends on the upper structure of the path in this section. In this case, the wheels continue to move along the axis of the path. In this paper, for the initial simplification, only the movement of the wheel in a plane parallel to the vertical plane of the track axis is considered. Also, the inelastic deformation of sleepers at low speeds is not taken into account.

The kinematics of the movement of the wheel along the sleepers, that is, after the derailment, has been analyzed. Analytic dependencies of the connection between the movement of the wheel and the parameters of the upper structure of the path are made. It is shown that the amplitude and frequency of oscillations of a wheel pair at its descent depend on the diameter of the wheel, the width of the horizontal surface of the sleeper and the distance between the axes of the sleepers. Instantaneous centers of wheel velocities at characteristic points are determined. The developed kinematic model determines the main diagnostic signs of the derailment of wagons from the rail. This will make it possible to create a reliable descent recognition algorithm for constructing the hardware and software of the technical control system for car wagons from the rail. This model allows us to use it later to create the sensors of the descent.

Keywords: railway carriage, wheel, the instantaneous center of speed, kinematic analysis, trajectory.

Вступ. Схід вагонів з рейок – дуже небезпечний інцидент, що призводить до тяжких наслідків. Небезпека полягає також у тому, що виявити його для своєчасної зупинки поїзда досить складно.

Найбільш відомий приклад – катастрофа електропоїзда ІСЕ-1, яка сталася в 1998 році, коли на лінії Ганновер – Гамбург у вагона лопнув бандаж колеса, у результаті чого колісна пара зійшла з рейок. Поїзд проїхав ще понад 6 кілометрів, поки не вдарився об опори автомобільного мосту. У результаті трагедії загинула 101 особа, 88 були поранені.

Не менш актуальною ця проблема є і для вантажних поїздів, оскільки значна шкода від сходів вантажних вагонів завдається економіці і інфраструктурі залізничного транспорту, а також навколишньому середовищу [15]. На жаль, у наш час відсутні надійні системи розпізнавання сходів. Увага дослідників направлена на вирішення завдань щодо усунення причин сходів рухомого складу, але сходи з різних причин відбуваються досить часто. Тому вирішення проблеми

своєчасного виявлення сходів вагонів має важливе як економічне, так і соціальне значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш повні сучасні дослідження сходів вагонів у результаті дефектів колії або дефектів ходових частин представлені в роботах [3, 5, 6].

Основними причинами сходів вагонів, за дослідженнями [8, 14, 15], є:

- несправності ходових частин рухомого складу;
- наявність переломів профілю колії з різницею ухилу більше 5 % і наявність кривих радіусом менше 1000 м;
- застосування рекуперативного гальмування та максимальної тяги;
- рух по кривих з непогашеним прискоренням, близьким до $0,7 \text{ м/с}^2$;
- перевантаження рухомого складу.

У роботі [1] наведені результати досліджень моделювання динамічних зусиль у зоні колесо-рейка у візках Y25.

Створенню математичних моделей коливань вагона при взаємодії з рейковою колією присвячена робота [2].

Комп'ютерному моделюванню динаміки вагонів присвячено роботи [4, 7]. Кінематиці колісної пари при її сході присвячені дослідження [11]. Різні аспекти механізму сходу розглядаються в роботі [12].

Теоретичному розробленню систем виявлення та реєстрації сходу рухомого складу присвячено роботи [10, 13], але в них не розглядаються особливості руху колісних пар по шпалах при сході.

В основній частині розглянутих робіт запропоновано заходи щодо запобігання сходу рухомого складу. Однак детально кінематика і динаміка колісної пари після сходу її з рейок у сучасних дослідженнях не представлені.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою роботи є побудова кінематичної моделі руху колісної пари після її сходу. Така модель дозволить у подальшому сформулювати основні діагностичні ознаки сходу, а також на базі цієї моделі побудувати діагностичну модель сходу колісної пари.

Для цього потрібно вирішити такі завдання:

- визначити траєкторію руху колісної пари після сходу її з рейок;

- отримати аналітичний вираз, що зв'язує рух колеса з параметрами верхньої будови колії (шпальної решітки);

- виконати кінематичний аналіз руху колеса по верхній будові колії після сходу.

Основна частина дослідження. Як показує досвід, колісна пара після сходу її з рейок рухається по шпальній решітці, зберігаючи загальний напрямок руху вагона. Відповідно її траєкторія руху залежить від верхньої будови колії на даній ділянці. При цьому колеса продовжують рухатися уздовж осі колії. Дослідження кінематики колісної пари проведено для випадку відсутності транспортного запізнення руху одного колеса колісної пари відносно іншого, що може мати місце при коливаннях вилання, вписуванні в криву ділянку колії тощо. Коливальний процес розглянуто у плоскій системі координат (площина XZ). Узагальненою координатою є переміщення колеса у вертикальній площині, обумовлені його рухом по шпальній решітці (збурююче зусилля). Також до уваги береться непружна деформація шпал. На рис. 1 наведено фази руху колеса по шпалах.

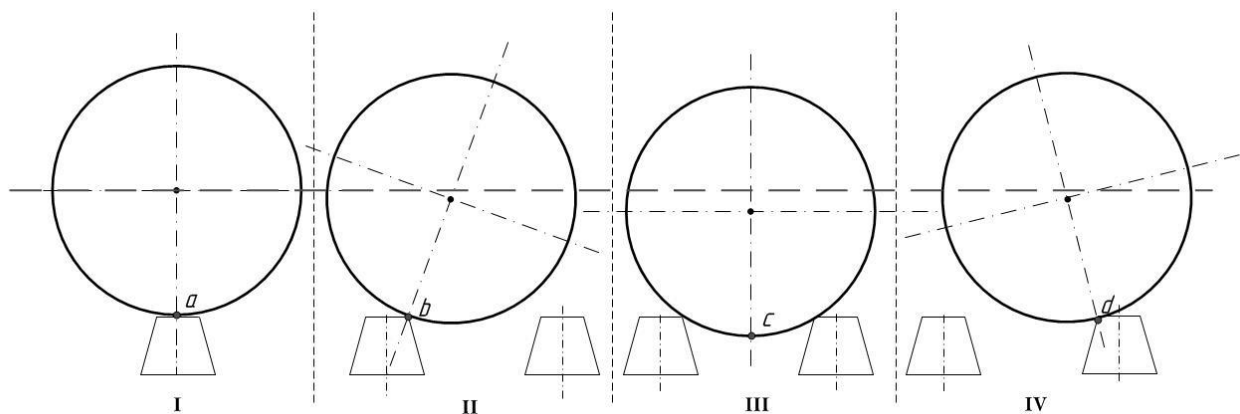


Рис. 1. Фази руху колеса по шпалах

Фаза I – рух колеса по горизонтальній поверхні; II – скокування колеса; III – колесо в міжшпальному просторі; IV –

закочування колеса на шпалу. Схема руху колеса радіусом R після сходу показана на рис. 2.

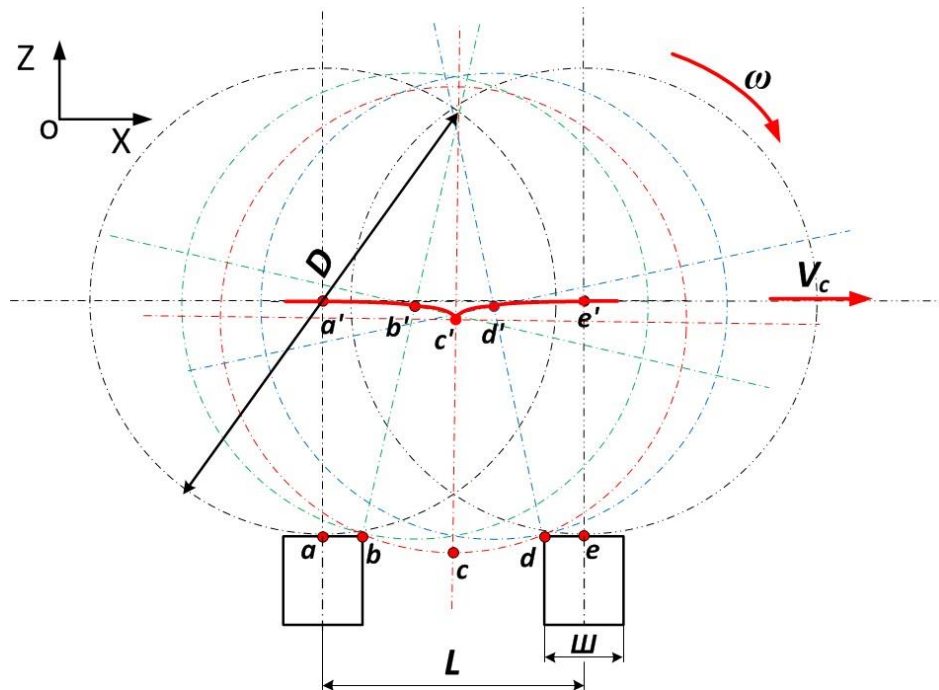


Рис. 2. Схема руху колеса після сходу

Тут характерні точки a, e – це миттєві центри швидкостей колеса на середині шпал; точки b і d – на ребрах шпал; c – середина відстані між шпалами. Відповідно точки a', b', c', d', e' – проєкції цих точок на траєкторію руху центра колеса C . Центр колеса рухається прямолінійно по ділянці, рівній ширині шпали, і по дузі кола на ділянках, де відбувається його скочування в

міжшпальний простір і його викочування на горизонтальну поверхню шпали.

На рис. 3, а зображена траєкторія центра колеса по шпалах, з якого видно, що вона має періодичність T з відстанню L між центрами шпал з максимальною амплітудою A (глибиною провалу) колеса між шпалами (рис. 3, б).

а)



б)

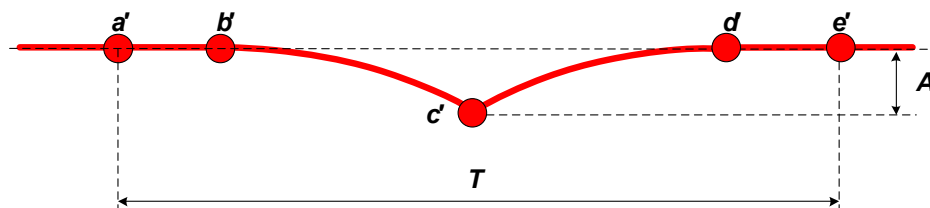


Рис. 3. Траєкторія руху колеса по шпалах

Вертикальна амплітуда колеса буде визначатися виразом

$$A = R - \sqrt{R^2 - (L - u)^2 / 4} , \quad (1)$$

де R – радіус колеса.

Лінійна частота провалів v колеса при коченні по шпалах має таку залежність від швидкості руху:

$$v = \frac{V_c}{(L - u)} , \quad (2)$$

де L – відстань між центрами шпал;
 u – ширина шпали.

Центр колеса рухається прямолінійно (по горизонтальній ділянці шпали) і по дузі кола (на ділянках, де відбувається скочування колеса з однієї шпали і удар об наступну шпалу).

Рівняння руху центра колеса можуть бути представлені по етапах руху. Закон руху описується функціями, відповідними фазам руху, з періодом T залежно від часу t (рис. 3, б).

Перший і четвертий інтервали являють собою прямолінійний рух, а другий і третій – рух по дузі кола (рис. 4). Подальший рух відбувається з періодом T і постійним збільшенням горизонтальної координати.

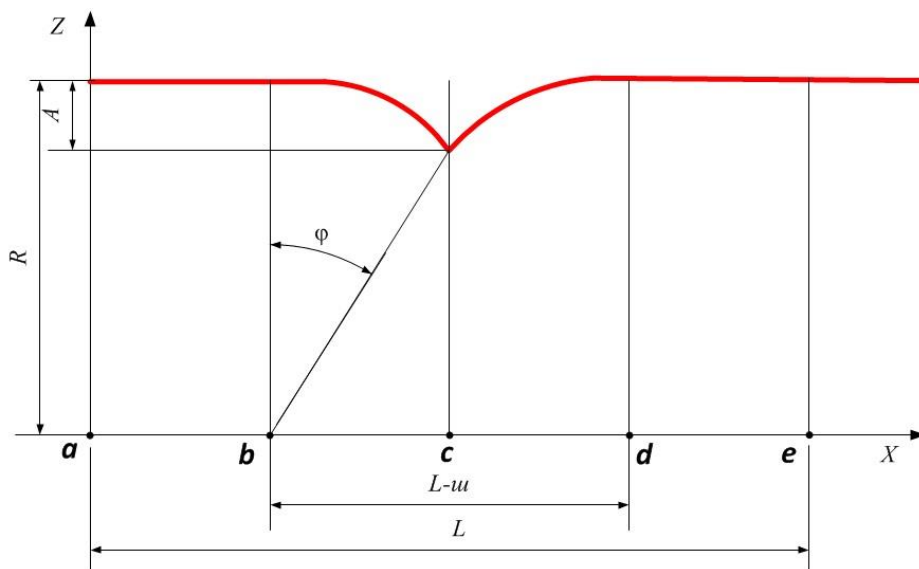


Рис. 4. Графоаналітична залежність для визначення рівняння руху центра колеса

1. На інтервалі $a \leq x \leq b$

$$x = a + V_c \cdot t; \quad z = R . \quad (3)$$

2. На інтервалі $b \leq x \leq c$

$$x = b + R \cdot \sin \alpha; \quad z = R \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

де α – центральний кут, що виникає при скочуванні центра колеса в міжшпальний

простір, при цьому кут α набуває значення $0 \leq \alpha \leq \varphi$, тоді

$$\varphi = \arccos\left(\frac{(R - A)}{R}\right) . \quad (5)$$

3. На інтервалі $c \leq x \leq d$

$$x = c + R \cdot \sin \alpha; \quad z = R \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

4. На інтервалі $d \leq x \leq e$

$$x = d + V_C \cdot t; \quad z = R. \quad (7)$$

Періодичні удари вагонного колеса по шпалах викликають різку миттєву зміну

напрямку вектора швидкості V_C центра колеса, тобто миттєвий центр швидкостей у точці c переміщається з положення b в d . Графік кінематичного аналізу подано на рис. 5.

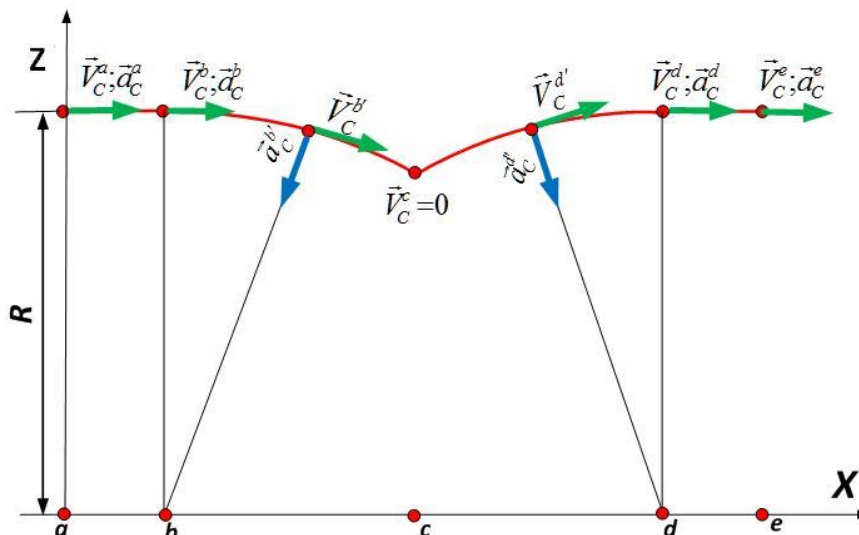


Рис. 5. Кінематичний аналіз руху центра колеса після сходу

При рівномірному русі швидкість V_C і прискорення a_C центра колеса визначаються першою і другою відповідно похідними від закону руху точки C за часом. Тобто при русі по дузі кола вектор швидкості V_C спрямований по дотичній, а прискорення a_C по радіусу (рис. 5).

Висновки. На основі проведених досліджень у роботі були отримані такі результати:

1. Визначено графічним способом траєкторію руху колеса після сходу його з рейок по шпальній решітці, що виглядає як циклічна комбінація прямолінійних ділянок і сегментів кіл.

2. Отримано аналітичний вираз, що характеризує схід, пов'язує параметри верхньої будови колії (шпальна решітка) і колеса. Показано, що амплітуда і частота коливань колісної пари при її сході залежать від діаметра колеса, ширини

горизонтальної поверхні шпали і відстані між осями шпал.

3. Виконано кінематичний аналіз руху колісної пари після її сходу.

Розроблення кінематичної моделі руху колісної пари після її сходу – це перший етап для побудови динамічної моделі такого руху. Кінцевою метою вивчення цього процесу має стати побудова діагностичної моделі сходу вагонів з рейок на базі представленої моделі. Все це дозволить створити надійний алгоритм розпізнавання сходу для побудови апаратного і програмного забезпечення технічної системи контролю сходів вагонів з рейок. Існуючі вбудовані системи контролю букс при певному доопрацюванні програмного забезпечення цілком здатні визначати схід колісної пари [9].

Таким чином, розроблена кінематична модель руху колісної пари після її сходу

визначає основні діагностичні ознаки сходу вагонів з рейок і дозволяє використовувати

її в подальшому для побудови діагностичної моделі сходу.

Список використаних джерел

1. Berghuvud, Ansel. Dynamic modelling of freight wagons [Text] / Ansel Berghuvud, Sebastian Stichel, Thomas Nordmark. – Master's Degree Thesis, 2011. – 80 p.
2. Buonsanti, M. Dynamic modelling of freight wagon with modified bogies [Text] / M. Buonsanti, G. Leonardi // European Journal of Scientific Research. – 2012. – Vol. 86, № 2. – P. 274–282.
3. Iwnicki, S. D. Handbook of Railway Vehicle Dynamics [Text] / S. D. Iwnicki. – London : CRC Press, 2006. – 527 p.
4. Mcclanachan, M. An investigation of the effect of bogie and wagon pitch associated with longitudinal train dynamics, The Dynamics of vehicles on roads and tracks, Vehicle Syst. [Text] / M. Mcclanachan, C. Cole, D. Roach, B. Scown. – Dyn. Suppl. (33), 1999. – P. 374–385.
5. Zeng, J. Study on the wheel/rail interaction and derailment safety [Text] / J. Zeng, P. Wu // Wear. – 2011. – Vol. 9–10, № 265. – P. 1452–1459.
6. Вериго, М. Ф. Взаимодействия пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
7. Ловська, А. О. Комп'ютерне моделювання динаміки несучої конструкції кузова вагона при перевезенні залізничним поромом [Текст] // А. О. Ловська // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – № 3 – С. 9–14.
8. Лысюк, В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов [Текст] / В. С. Лысюк. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 2002. – 215 с.
9. Мартынов, И. Э. Натурные испытания встроенной системы контроля технического состояния буксовых узлов [Текст] / И. Э. Мартынов, В. М. Петухов // Мир транспорта. – 2013. – № 2. – С. 180–182.
10. Орлова, А. М. Выбор типов, мест расположения датчиков и критериев для сигнализации о сходе грузового вагона на основе математического и физического моделирования [Текст] / А. М. Орлова, В. С. Лесничий, Н. В. Смирнов // Наука та прогрес транспорту. – Днепропетровск : Днепропетровский нац. ун-т ж.-д. трансп. им. академика В. Лазаряна, 2004. – № 5. – С.162–166.
11. Панов, Ю. Л. Кинематика колесных пар вагонной тележки [Текст] / Ю. Л. Панов, А. Ю. Панов // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. – 2013. – № 4 (1). – С. 180–185.
12. Салтыков, Д. Н. Анализ изменения взаиморасположения элементов грузового вагона в результате схода [Текст] / Д. Н. Салтыков, А. Э. Павлюков // Труды науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов» : сб. докл. – М. : МИИТ, 2004. – С. VI-25–VI-26.
13. Салтыков, Д. Н. Разработка принципов создания устройств регистрации схода с рельсов нетягового подвижного состава [Текст] / Д. Н. Салтыков // Труды Междунар. конф. «Развитие транспортного машиностроения в России» : сб. докл. – М. : ВНИИЖТ, 2004. – С. 135-136.
14. Сокол, Э. Н. Механизм железнодорожно-транспортных происшествий при сходе с рельсов подвижного состава // Матеріали доп. наук.-техн. конф. «Фізичні методи та засоби контролю матеріалів та виробів», 17-21 лютого 1997 р., м. Славське. – К.; Львів, 1997. – С. 100–102.

15. Сокол, Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) [Текст] : монография / Э. Н. Сокол. – 2-е изд., доп. – К. : Транспорт України, 2004. – 368 с.

Оробинський Олександр Васильович, канд. техн. наук, кафедра механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-52. E-mail: aorobinskiy@gmail.com.
Аксёнова Наталя Анатоліївна, канд. фізико-математичних наук, кафедра механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.
Петухов Вадим Михайлович, канд. техн. наук, кафедра вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Оробинский Александр Васильевич, канд. техн. наук, кафедра механики и проектирования машин Украинского государственного университета железнодорожного транспорта. Тел.: (057) 730-10-52.
E mail: aorobinskiy@gmail.com.

Аксенова Наталья Анатольевна, канд. физико-математических наук, кафедра механики и проектирования машин Украинского государственного университета железнодорожного транспорта. Тел.: (057) 730-10-52.
E mail: naavoneska@gmail.com.

Петухов Вадим Михайлович, канд. техн. наук, кафедра вагонов Украинского государственного университета железнодорожного транспорта. Тел. : (057) 730-10-35. E mail: hiitwagen@gmail.com.

Orobinskiy Alexandr Vasil'evich, PhD (Tech.), Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: aorobinskiy @gmail.com.

Aksenova Natalya Anatolyevna, PhD (Phys-Math.), Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Petukhov Vadim Mykhaylovych, PhD (Tech.), Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Статтю прийнято 05.07.2018 р.

УДК 629.4.048.7

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Асп. Е. В. Білошицький (ДНУЗТ імені академіка В. Лазаряна)

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Асп. Э. В. Белошицкий (ДНУЖТ имени академика В. Лазаряна)

ENERGY EFFICIENCY OF LIFE PROTECTION OF SYSTEMS FOR RAILWAY VEHICLES

Postgraduate student E. V. Biloshytskyi

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147709>

Досліджено способи поліпшення техніко-економічних параметрів систем життєзабезпечення рухомого складу. Встановлено, що при проектуванні пасажирських вагонів конструкторами не враховується низка чинників, які впливають на енергоефективність систем життєзабезпечення пасажирських вагонів. Визначено шляхи підвищення енергоефективності систем опалення пасажирських вагонів. Проведене

дослідження дає підстави для зниження потужності системи опалення щонайменше на 10 % – це сприятиме зниженню металоемності системи опалення і, як наслідок, зниженню тари вагона.

Ключові слова: експериментальні виміри, математичне моделювання, пасажирський вагон, теплові процеси, система опалення.

Исследованы способы улучшения технико-экономических параметров систем жизнеобеспечения подвижного состава. Установлено, что при проектировании пассажирских вагонов конструкторами не учитывается ряд факторов, влияющих на энергоэффективность систем жизнеобеспечения пассажирских вагонов. Определены пути повышения энергоэффективности систем отопления пассажирских вагонов. Проведенное исследование дает основания для снижения мощности системы отопления как минимум на 10 % – это приведет к снижению металлоемкости системы отопления и, как следствие, снижению тары вагона.

Ключевые слова: экспериментальные измерения, математическое моделирование, пассажирский вагон, тепловые процессы, система отопления.

Passenger cars consume a fairly significant share of electricity to create comfortable conditions, when transporting passengers. The conducted studies of energy efficiency improvement taking into account the results of mathematical modeling of thermal processes it was established that during the design of passenger cars designers do not take into account a number of factors, affecting energy efficiency life support systems for passenger cars. In the calculations of the thermal balance of the car only heat is taken into account, supplied by heating pipes for more accurate calculations thermal balance of a passenger car the given heat must be taken into account in the thermal balance of the car. Experimental measurements confirmed presence zones of temperature fields with different temperature modes, separated by a decorative ceiling in which the zone of constructive ceiling cavity overheats over the normative indicators. This leads to increased heat loss through the roof of the carriage. In particular, it has been established that the proposed modernization on increasing the energy efficiency of the heating system can be implemented at relatively low cost, in the conditions of existing carriages depot, which will reduce energy consumption for heating 13.4% or UAH 25.9 million for a year. Improved mathematical model non-stationary thermal regime of a passenger car allows comprehensive analysis thermal processes of a passenger car, taking into account its constructive changes by mathematical experiment. Thus, this study will allow not only to increase energy efficiency but also provides grounds for reducing the power of the heating system by at least 10%, which will reduce the metal content of the heating system and, as a consequence of the reduction of the wagon's packaging, reduction of power of electric devices, wires, and the number of electrically heated TENs will decrease.

Keywords: experimental measurements, mathematical modeling, passenger car, thermal processes, heating system.

Вступ. Основний вид послуг залізничного транспорту – це послуги з перевезення. Залізничні перевезення є менш енергоємними порівняно з автомобільним транспортом, цим і пояснюється їхня домінуюча роль у транспортній системі. Енергозбереження – один з ключових чинників підвищення рентабельності

залізничного транспорту. Встановлено два основні цільові показники енергозбереження: зниження енергоємності виробничої діяльності та підвищення енергоефективності виробничої діяльності.

Пасажирські перевезення, як один з основних видів діяльності магістрального залізничного транспорту, забезпечують

комфортні умови при перевезенні пасажирів, що є необхідною вимогою до пасажирського рухомого складу. Пасажирські вагони споживають значну частку електроенергії для створення параметрів комфортних умов при перевезенні пасажирів. Орієнтовно 20–40 % загальновитраченої електроенергії під час перевезення пасажирів використовується для опалення, вентиляції та кондиціонування повітря [1–2]. Тому вдосконалення параметрів енергоефективності систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць являє собою актуальне науково-прикладне завдання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш поширеним типом водяної системи опалення пасажирських вагонів є система з верхнім розведенням труб, яка розрахована на природну циркуляцію води. Конструкція таких систем передбачає, що розвідні труби системи опалення знаходяться під дахом у конструкціях, які знизу закриті декоративною стелею. Хоча конструктивно й передбачена теплоізоляція цих труб, але, як показують теоретичні дослідження [3], при циркуляції теплоносія через ці труби певна кількість тепла передається у вагон.

Аналіз існуючих математичних моделей теплового балансу «система опалення – пасажирський вагон» показує, що в моделях враховуються тільки потужності приладів систем життєзабезпечення, які безпосередньо призначені для формування мікроклімату в приміщеннях пасажирських вагонів [4–7]. Але для розрахунку швидкості природної циркуляції теплоносія в системі опалення різницю температур теплоносія на вході і виході розвідних труб рекомендують приймати $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7–10]. Теплові витрати розвідними трубами і їхній вплив на мікроклімат у вагоні в розрахунках теплового балансу пасажирського вагона не враховуються [11, 12]. У розрахунках теплового балансу вагона враховується

тільки тепло, що віддається обігрівальними трубами. Для більш точних розрахунків теплового балансу пасажирського вагона віддане тепло потрібно враховувати в математичній моделі теплового балансу вагона. Тепло, яке віддається розвідними трубами, краще враховувати окремо, незалежно від тепла обігрівальних труб, тому що розвідні труби розташовані біля даху вагона і закриті декоративною стелею, таким чином, тепло, що віддається розвідними трубами, лише догріває повітря і конструкції, які розташовані біля даху вагона та декоративною стелею, і лише незначна частина цього тепла впливає на мікроклімат пасажирського вагона.

Визначення цілей і завдання дослідження. Метою проведених досліджень є визначення можливостей підвищення показників енергоефективності пасажирських вагонів, тобто зменшення споживання енергії системами життєзабезпечення.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання:

- удосконалення математичних моделей теплового балансу пасажирських вагонів;
- проведення експериментальних вимірювань для визначення місць теплових витрат у вагонах з різними конструкціями систем опалення;
- оцінювання економічного ефекту запропонованого методу вдосконалення систем опалення, який ґрунтується на математичній моделі.

Основна частина дослідження. Для комплексного аналізу теплового режиму у приміщенні вагона застосовується рівняння для розрахунку нагрівання і охолодження температури повітря в приміщенні вагона від заданої початкової температури $t(0)$ до деякої кінцевої температури t_n , нагрівання і охолодження теплоносія в системі опалення від заданої початкової температури $t_k(0)$ до деякої кінцевої температури t_k за короткий проміжок часу τ , які мають вигляд [13]

$$t_n(\tau) = t(0) + \frac{(Q_{mp} + Q_n + Q_l) - (Q_{вит} + Q_{инф})}{C_{ваг}} \tau, \quad (1)$$

$$t_k(\tau) = t(0) + \frac{Q_{ТЕН} - (Q_{mp} + Q_{кл})}{C_{он}} \tau. \quad (2)$$

Для більш точних розрахунків теплового балансу пасажирського вагона автором пропонується рівняння (1) і (2) доповнити величиною $Q_{mp}^{розв}$ – тепло

розвідних труб, а рівняння (1) ще й величиною $Q_{вит}^{\partial ax}$ – додаткові тепловтрати даху вагона, тоді рівняння набувають такого вигляду:

$$t_n(\tau) = t(0) + \frac{(Q_{mp} + Q_{mp}^{розв} + Q_n + Q_l) - (Q_{вит} + Q_{вит}^{\partial ax} + Q_{инф})}{C_{ваг}} \tau, \quad (3)$$

$$t_k(\tau) = t(0) + \frac{Q_{ТЕН} - (Q_{mp} + Q_{mp}^{розв} + Q_{кл})}{C_{он}} \tau, \quad (4)$$

де Q_{mp} – тепло, що віддається обігрівальними трубами; $Q_{mp}^{розв}$ – тепло, що віддається розвідними трубами; Q_n – тепло, що вноситься підігрітим повітрям; Q_l – тепловідлення від пасажирів; $Q_{вит}$ – тепло, що втрачається через огорожувальні конструкції, у тому числі й вікна; $Q_{инф}$ – тепло, що витрачається на нагрівання холодного повітря, яке проникає через нещільність кузова; $C_{ваг}$ – сумарна теплоємність усіх внутрішніх перегородок, дерев'яної обшивки зовнішніх огорожень вагона і половини теплоємності теплозахисного шару; $Q_{ТЕН}$ – тепловий потік, що виділяється нагрівальними ТЕНами, $C_{он}$ – теплоємність теплоносія і металевої конструкції системи опалення; $Q_{кл}$ – тепло, що витрачається теплоносієм на підігрів зовнішнього повітря.

Як видно з формули (3), температура повітря в приміщенні пасажирського вагона складається з тепла, що віддано всіма трубами системи опалення, а до загальних

тепловтрат додаються додаткові тепловтрати через дах вагона. З формули (4) температури теплоносія в котлі до витрат тепла теплоносієм додалися витрати тепла розвідними трубами. Таким чином можна визначити температуру окремих зон у вагоні, виділяючи температурні поля, у яких розташовано додаткове джерело тепла.

Складові $Q_{mp}^{розв}$, $Q_{вит}^{\partial ax}$ визначаються виразами

$$Q_{вит}^{\partial ax} = F_{\partial ax} \cdot k_3 (t_n^{\partial ax} - t_n), \quad (5)$$

де $F_{\partial ax}$ – площа даху вагона; $t_n^{\partial ax}$ – температура повітря і конструкцій, які розташовані біля даху вагона під декоративною стелею;

$$Q_{mp}^{розв} = c_w \cdot G_w \cdot \Delta t_{mp}^{розв} \cdot k_{вит}^{\partial ax}, \quad (6)$$

де $\Delta t_{mp}^{розв}$ – різниця температур на вході і виході теплоносія з розвідних труб; $k_{вит}^{\partial ax}$ – коефіцієнт втрат тепла, яке віддається

розвідними трубами і не впливає на мікроклімат вагона, $k_{вит}^{дах}$ у подальших розрахунках буде прийматися як 2/3, оскільки на мікроклімат у вагоні впливає температура декоративної стелі та тепловий підпір повітря в салоні вагона.

Температуру конструкцій, які розташовані біля даху вагона під декоративною стелею, можна визначити за формулою

$$t_n^{дах} = \frac{Q_{тр}^{розв} - Q_{вит}^{дах}}{C_{дах}} \cdot \tau, \quad (7)$$

де $C_{дах}$ – сума теплоємності повітря і конструкцій, які розташовані між дахом вагона і декоративною стелею, і половини об'єму теплоізоляції даху вагона.

Як показали теоретичні дослідження, при циркуляції теплоносія через розвідні труби певна кількість тепла передається у приміщення вагона. На практиці тепло, яке віддається розвідними трубами, нагріває повітря і конструкції між дахом і декоративною стелею вагона. Як відомо, вільний (природний) рух повітря виникає під дією теплообміну біля поверхні унаслідок різниці щільності шарів повітря, що мають різну температуру: менш нагріті шари повітря витісняються вгору більш важкими холодними шарами. Тобто нагріте під дахом повітря тепліше за повітря в салоні вагона і не може впливати на мікроклімат у пасажирському вагоні. Як наслідок, зростають тепловтрати через дах пасажирського вагона.

Навесні 2018 року на базі пасажирських вагонів пасажирського вагонного депо Львів ПКВЧД-8 автором були проведені експериментальні вимірювання температурних полів повітря, зокрема опалювальних приладів у пасажирських вагонах.

Метою експериментальних вимірювань було визначення місць теплових витрат у вагонах з різними конструкціями систем опалення для

вдосконалення моделей теплового балансу пасажирських вагонів з подальшим коригуванням елементів конструкції і підвищенням якості функціонування систем опалення. Вимірювання проводились тепловізором «Testo 875-1» заводський номер 1991253. Діапазон вимірювання від -20 до +100 °С; абсолютна похибка вимірювань становить $\pm 2\%$ вимірюваного значення.

Експериментальні вимірювання включали в себе вимірювання температури опалювальних приладів і внутрішнього обладнання вагона: визначали температуру на виході з водогрійного котла, температуру розвідних труб посередині і в кінці вагона в точці, де розвідні труби приєднуються до стояків, температуру внутрішніх перегородок і декоративної стелі. Вимірювання проводилися в 5 купейних і 5 плацкартних вагонах, результати вимірювань зведені в табл. 1. Теплограми вимірювань окремих вагонів представлені на рис. 1 і 2.

Як видно з теплограм на рис. 1, 2, температура теплоносія в розвідних трубах знижується, нагріваючи повітря між декоративною стелею та дахом вагона, а також елементи конструкції під декоративною стелею, що сприяє додатковим тепловтратам через дах вагона. З порівняння теплограм перегородки і декоративної стелі видно, що декоративна стеля має вищу температуру, ніж перегородки, отже декоративна стеля віддає частину тепла, отриманого від розвідних труб, а тепле повітря під декоративною стелею створює тепловий підпір повітря.

Як видно з даних, наведених у табл. 1, температура теплоносія в розвідних трубах знижується в купейному вагоні в середньому на 3,7° С, у плацкартному вагоні на 5,9° С. Це пояснюється тим, що системи опалення купейних і плацкартних вагонів конструктивно відрізняється розташуванням розвідних труб: у купейних вагонах ці труби проходять одна біля одної

під стелею проходу, а в плацкартному – по обидва боки бокових стінок, вище багажних полиць, тому в плацкартних

вагонах розвідні труби віддають більше тепла (рис. 3).

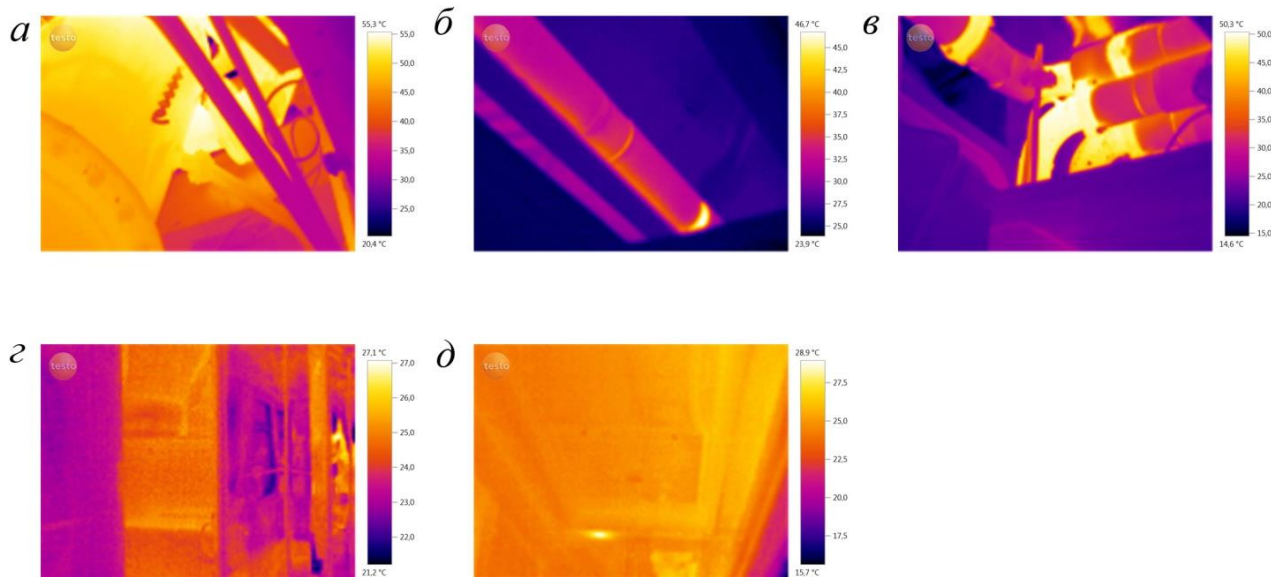


Рис. 1. Теплограми вимірювань купейного вагона (заводський номер 035-14221):
a – котел; *б* – розвідна труба, посередині вагона; *в* – стояк у верхній частині;
г – перегородки; *д* – декоративна стеля

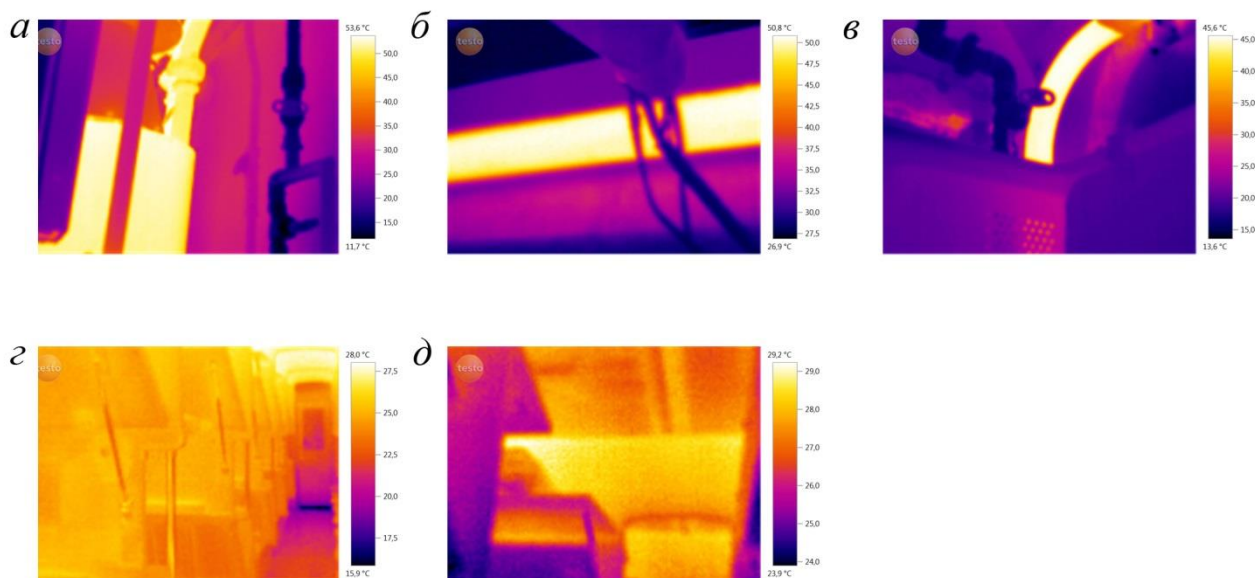


Рис. 2. Теплограми вимірювань плацкартного вагона (заводський номер 036-21026):
a – котел; *б* – розвідна труба, посередині вагона; *в* – стояк у верхній частині;
г – перегородки; *д* – декоративна стеля

Результати вимірювань температури опалювальних приладів і внутрішнього обладнання вагона

Номер вагона	Температура, °С				
	на виході з котла	розвідної труби	зверху стояка	перегородок	декоративної стелі
035-10732	40,0	39,0	39,0	20,0	22,4
035-14221	55,3	46,7*	50,3	25,6	28,9
035-14437	51,7	49,1	46,5	22,5	24,6
035-16424	51,3	49,2	47,3	21,5	22,9
035-16705	48,4	32,9*	45,1	21,4	24,6
03620356	40,6	31,2*	35,8	24,4	28,3
036-20358	37,7	34,5	33,2	21,7	24,5
036-20481	36,8	35,3	33,5	25,2	27,3
036-20853	52,6	37,7	33,6	25,3	27,2
036-21026	53,6	50,8	45,6	24,4	28,4

Примітка. * – температура теплоізоляції розвідних труб.

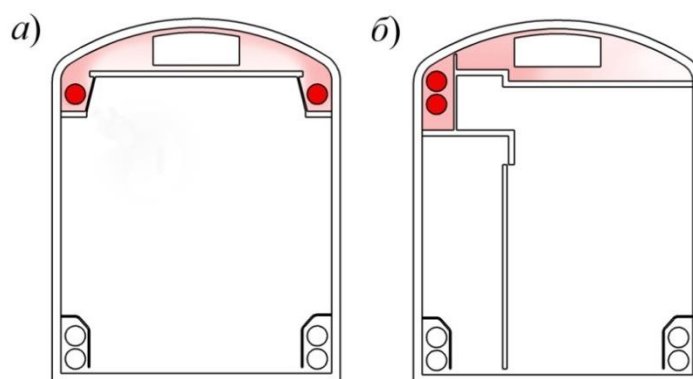


Рис. 3. Зони температурних полів конструкцій під декоративною стелею плацкартного (а) та купейного (б) вагонів

Таким чином, у кузові пасажирського вагона можна виділити дві зони температурних полів з різними температурними режимами, які розділені декоративною стелею. Перша зона – це приміщення вагона, включаючи службові і санітарно-гігієнічні відсіки, які обігріваються обігрівальними трубами, друга – конструкції між дахом і декоративною стелею, які догріваються і перегріваються понад нормативні показники розвідними трубами. Зони

температурних полів конструкцій під декоративною стелею купейного і плацкартного вагона відрізняються й за конструкціями систем опалення, про які згадувалося вище, це схематично показано на рис. 3 (а – у плацкартному, б – у купейному вагоні). Як ілюструють схеми рис. 3, у купейному вагоні зона температурних полів конструкцій під декоративною стелею знаходиться з одного боку вагона, а саме там, де проходять обігрівальні труби, вона фактично нагріває

конструкції до повітропроводу, тобто нагрівання доходить до середини даху вагона. У плацкартному вагоні ця зона розташована по обидва боки вагона і таким чином нагріває конструкції з обох боків майже повністю, унаслідок чого в плацкартних вагонах температура теплоносія в розвідних трубах знижується в середньому на 60 % більше, ніж у купейних вагонах.

З урахуванням абсолютної похибки вимірювання приладу, яка складає 2 % вимірюваної температури, у температурному еквіваленті похибка становить 0,9°C, таким чином, результати теоретичних досліджень, викладених вище, повністю підтверджуються експериментальними вимірюваннями.

З метою підвищення енергоефективності систем водяного опалення для ліквідації або зниження втрат тепла автором пропонується заміна розвідних труб однією трубою, але з більшим діаметром, таким чином, щоб площа поперечного перерізу труби дорівнювала площі поперечного перерізу двох труб з меншим діаметром. Встановлення однієї розвідної труби більшого діаметра дозволить зменшити на 35 % теплопередавальну поверхню і, як наслідок, знизяться втрати напору на тертя. Для

зменшення тепловтрат розвідною трубою розташовувати її потрібно в коробі такої конструкції, щоб максимально знизити конвективний теплообмін, і з застосуванням комбінованого утеплювача, який, крім базової основи з низькою теплопровідністю, має віддзеркалюючий шар з тонкої полірованої алюмінієвої фольги. При цьому утеплюється не тільки розвідна труба, а й стінки короба з внутрішнього боку, де проходить труба. Як показують розрахунки, це дозволить знизити тепловіддачу розвідної труби приблизно до 75 %.

Для оцінювання економічного ефекту запропонованого методу вдосконалення систем опалення, ґрунтуючись на описану вище математичну модель, була змодельована робота системи опалення без змін і з урахуванням запропонованих змін.

Розрахунки проводилися для середньої температури зовнішнього повітря в опалювальний період по Україні за будівельними нормами і правилами. Було використано водяну опалювальну систему з природною циркуляцією і дискретним двоступінчастим підведенням тепла великої потужності (2 групи по 24 кВт).

Розміри та фізичні параметри елементів, що були використані для розрахунків:

Площа кузова, м ²	330
Коефіцієнт тепловіддачі огорожувальних конструкцій	1,2
Площа обігрівальних труб з урахуванням коефіцієнта оребрення k_{op} , м ²	19,5, 2,9
Швидкість циркуляції теплоносія, м/с.....	0,025
Кількість пасажирів, люд.....	52
Теплоємність вагона $C_{ваг}$, кДж.....	11000
Теплоємність системи опалення $C_{оп}$, кДж.....	3600
Об'єм повітря, що подавався системою вентиляції, м ³ /год.....	1040

Розрахунки проводилися для однієї доби у два етапи.

Перший етап – при русі вагона. За графіком, наведеним на рис. 4, тривалість руху складала 420 хв (7 год). За графіком передбачені 4 зупинки тривалістю 5 хв

кожна, враховано середнє зменшення швидкості руху на станціях і перегонах, при цьому автоматично підтримувалася температура повітря в салоні вагона $22 \pm 2^\circ \text{C}$.

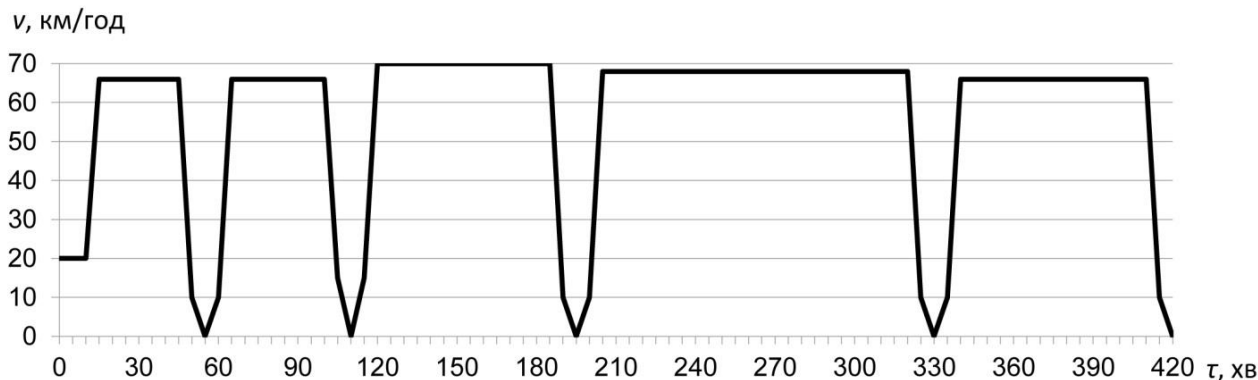


Рис. 4. Графік руху вагона

Другий етап – на стоянці в пункті обертання вагонів, тривалість 1 020 хв (17 год), автоматично підтримувалася температура повітря в салоні вагона $20 \pm 2^\circ \text{C}$.

Система працювала в автоматичному режимі, автоматичне керування зводилося до вмикання і вимикання високовольтних ТЕНів:

- при температурі теплоносія в котлі 90°C і 85°C відбувалося вимикання та вмикання відповідно нагрівальних високовольтних ТЕНів;

- при досягненні температури повітря в салоні вагона 24°C в русі та 22°C на стоянці в пункті обертання вагонів нагрівальні високовольтні ТЕНи вимикалися, поріг спрацьовування датчиків температури повітря в салоні вагона становив 2°C .

При русі вагона враховувалися такі показники:

- підвищення коефіцієнта тепловіддачі за рахунок конвекції на зовнішніх поверхнях огорожувальної конструкції залежно від швидкості руху, за графіком руху вагона на рис. 4;

- об'єм інфільтрації повітря залежно від швидкості руху, за графіком руху вагона на рис. 4.

Слід зазначити, що система вентиляції в пунктах формування та обертання вагонів не вмикається, тому на

другому етапі розрахунків вона не враховувалася.

Дані, що були отримані при проведенні математичного експерименту, представлені на графіках рис. 5 і 6.

Порівнюючи графіки 3 і 4 на рис. 5, побачимо, що модернізація не впливає на підтримання температурного режиму в салоні вагона. Кожне вмикання нагрівальних високовольтних ТЕНів за графіком 2 відбувається пізніше, ніж за графіком 1; це пов'язано з тим, що розвідні труби втрачають менше тепла; це тепло витрачається обігрівальними трубами на підтримання мікроклімату у вагоні, тоді температура теплоносія в системі опалення знижується повільніше.

Порівнюючи графіки 1 і 2 на рис. 6, побачимо, що втрати тепла через огорожувальні конструкції практично однакові. З даних, наведених на графіках 3 і 4 на рис. 6, видно, що додаткові витрати через дах вагона значно знизилися. Для більш точного аналізу підраховано витрати енергії на нагрівання теплоносія в системі опалення вагона, теплові втрати за рахунок огорожувальних конструкцій і додаткові втрати через дах вагона. Ці дані зведені в табл. 2 (для вагона без модернізації), табл. 3 (для модернізованого вагона).

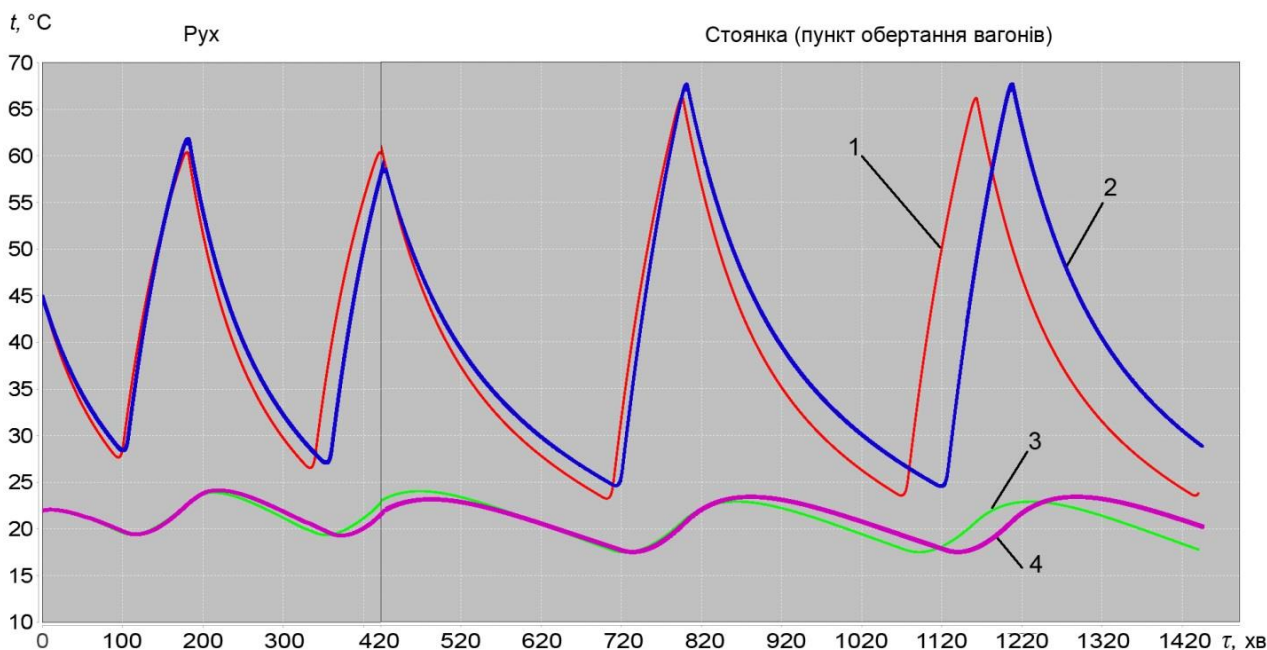


Рис. 5. Графіки температур води в котлі і повітря в салоні вагона:
 1 – температура теплоносія в котлі у вагоні без модернізації; 2 – з модернізацією;
 3 – температура повітря в салоні вагона без модернізації; 4 – з модернізацією

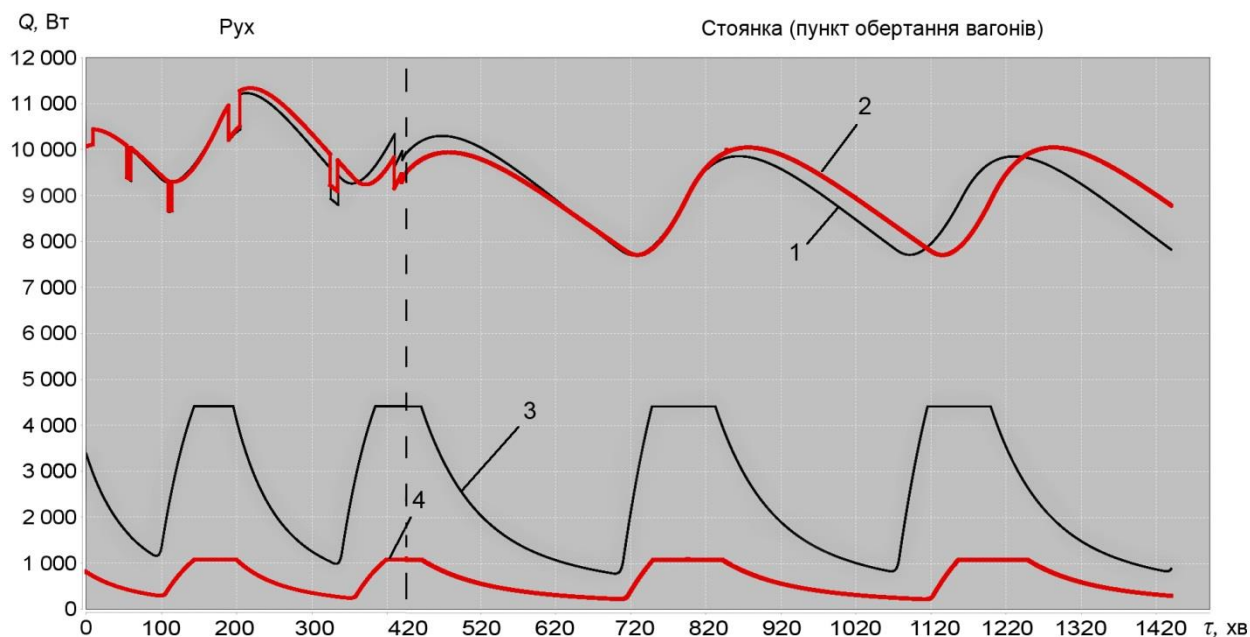


Рис. 6. Графіки теплових втрат за рахунок огорджувальних конструкцій:
 1 – у вагоні без модернізації; 2 – з модернізацією; 3 – додаткові втрати тепла через дах вагона без модернізації; 4 – з модернізацією

Таблиця 2

Сумарні дані витрат енергії у вагоні без модернізації

Вимірювальний параметр	Під час руху вагона	На стоянці вагона	Разом
Енергія, витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами, кВт	131,7	158,7	290,4
Втрати через огорожувальні конструкції вагона, кВт	70,2	152,0	222,2
Додаткові втрати через дах вагона, кВт	19,0	40,4	59,4

Таблиця 3

Сумарні дані витрат енергії в модернізованому вагоні

Вимірювальний параметр	Під час руху вагона	На стоянці вагона	Разом
Енергія, витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами, кВт	112,0	131,1	243,1
Втрати через огорожувальні конструкції вагона, кВт	70,6	155,7	226,3
Додаткові втрати через дах вагона, кВт	4,7	10,9	15,6

Як видно з даних, наведених у табл. 2, додаткові втрати тепла через дах вагона складають близько 27 % втрат через огорожувальні конструкції і становлять близько 20 % витрат на підтримання мікроклімату у вагоні.

З наведених даних табл. 3 додаткові втрати тепла через дах вагона складають близько 7 % втрат через огорожувальні конструкції і становлять 6,6 % витрат на підтримання мікроклімату у вагоні. Отже, проведення даної модернізації дозволить підвищити енергоефективність опалювальної системи на 13,4 %.

Обговорення результатів дослідження підвищення енергоефективності (з урахуванням результатів математичного моделювання теплових процесів). Результати досліджень показали, що 20 % тепла не враховувалося в системі теплового балансу «система опалення – пасажирський вагон». На мікроклімат у вагоні через температуру декоративної стелі і тепловий

підпір повітря впливає 1/3 цього тепла, решта 2/3 втрачається через огорожувальні конструкції. Таким чином, використання вдосконаленої математичної моделі підвищить точність розрахунків витраченої енергії на підтримання мікроклімату на 20 %, температури повітря в салоні вагона на 6,6%, а теплових втрат через огорожувальні конструкції на 13,4 %.

За допомогою експериментальних вимірювань і вдосконаленої математичної моделі, яка дозволяє проводити комплексний аналіз теплових процесів пасажирського вагона з урахуванням конструктивних змін, запропоновано модернізацію системи опалення.

Результати показали, що модернізація системи опалення, яка підвищить енергоефективність системи опалення на 13,4 %, може бути реалізована при відносно низьких витратах шляхом заміни розвідних труб однією трубою, але з більшим

діаметром і розташуванням її в утепленому коробі з застосуванням комбінованого утеплювача.

Експлуатаційний парк пасажирських вагонів станом на 2016 рік складав 3 124 вагонів. За прогнозами роботи [13], потреба в експлуатаційному парку пасажирських вагонів на 2018 рік складатиме 2 366 вагонів; загальні витрати теплової енергії на підтримання мікроклімату в одному пасажирському вагоні на одну добу в опалювальний період складають близько 290,4 кВт теплової енергії, мінімальний опалювальний період триває 166 діб; за опалювальний період пасажирський вагон у середньому споживає 48,2 МВт теплової енергії. Експлуатаційний парк споживатиме 114,1 ГВт теплової енергії. За рахунок запропонованої модернізації витрати на опалення експлуатаційного парку можна знизити на 15,3 ГВт теплової енергії або в перерахунок – 25,9 млн грн на рік.

Висновки:

1. Удосконалена математична модель нестационарного теплового режиму пасажирського вагона дозволяє визначати температуру окремих його зон з

температурними полями, у яких розташовано додаткове джерело тепла. Завдяки цьому можна проводити комплексний аналіз теплових процесів пасажирського вагона з урахуванням конструктивних змін шляхом математичного експерименту.

2. Запропонована модернізація дуже приваблива, оскільки її легко реалізувати, економія від неї складатиме 25,9 млн грн на рік, крім того, не потрібні великі інвестиції. Таку модернізацію можна проводити і без заміни розвідних труб однією трубою більшого діаметра, в умовах сучасних вагоноремонтних депо, але ефективність такої модернізації знизиться.

3. Проведене дослідження дає підстави для зниження потужності системи опалення щонайменше на 10%. Це сприятиме зниженню металоемності системи опалення і, як наслідок, зниженню тари вагона. До цього ж при зниженні потужності системи опалення знизиться потужність електричних приладів, дротів, зменшиться кількість електронагрівальних ТЕНів, що розташовані в комбінованому електровугільному котлі.

Список використаних джерел

1. Energy efficiency of railway vehicles [Text] / N. Vetterli, U.-P. Menti, F. Sidler, E. Thaler, G. Zweife // CISBAT 2015 : Intern. Sci. Conf. (9.09–11.09.2015). – Lausanne, Switzerland, 2015. – P. 955–960.
2. Sweeney, E. Modification of Luas heating and ventilation systems to reduce energy consumption [Електронний ресурс] / E. Sweeney, J. Brunton // Irish Transport Research Network Conference : Conf. paper (5–6th Sept.) / Dublin Institute of Technology. – Dublin, Ireland, 2013. – Режим доступу: <http://arrow.dit.ie/engschmecon/>. – Назва з екрана. – Перевірено : 03.01.2018.
3. Белошицкий, Э. В. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов [Текст] / Э. В. Белошицкий, С. С. Мямлин // Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп. – Харків : УкрДУЗТ, 2017. – Вип. 174. – С. 50–60.
4. Kim, J. H. Design optimization for overhead ventilation duct system for a train using computational fluid dynamics and design of experiment [Text] / J.H. Kim, J.H. Rho // Proceedings of the institution of mechanical engineers. Part E: Journal of process mechanical engineering. – 2017. – Vol. 231. – Iss. 5. – P. 914–929. doi: 10.1177/0954408916646403.
5. Хоменко, І. Ю. Удосконалення системи енергетичного та холодильного обладнання пасажирських вагонів при капітальних ремонтах [Текст] : дис... канд. техн. наук : 05.22.07 /

Хоменко Ирина Юріївна ; Дніпропетр. нац. ун-т залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2014. – 125 с.

6. Khomenko, I.Yu. Mathematical modeling of unsteady heat exchange in a passenger car [Text] / I.Yu. Khomenko // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 6 (48). – С. 147–155. doi: 10.15802/stp/2013/19762.

7. Емельянов, А. Л. Энергоэффективные транспортные системы кондиционирования воздуха [Текст] : дисс... д-ра техн. наук: 05.04.03 / А. Л. Емельянов; [Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий механики и оптики]. – СПб., 2016. – 384 с.

8. Зворыкин, М. Л. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах [Текст] / М. Л. Зворыкин, В. М. Чекрыж. – М. : Транспорт, 1977. – 286 с.

9. Китаев, Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов [Текст] / Б. Н. Китаев. – М. : Транспорт, 1984. – 184 с.

10. Дмитриевская, Т. Ю. Система отопления – естественная циркуляция теплоносителя [Электронный ресурс] / Т. Ю. Дмитриевская // СОК – 2010. – № 1. – Режим доступа : <http://www.c-o-k.ru/articles/sistema-otopleniya-estestvennaya-cirkulyaciya-teplonosatelya>. – Назв. с экрана. – Проверено : 03.01.2018.

11. Жариков, В. А. Климатические системы пассажирских вагонов [Текст] / В. А. Жариков. – М. : Трансинфо, 2006. – 135 с.

12. Жариков, В. А. Методика определения расхода энергии на отопление пассажирских вагонов [Текст] / В. А. Жариков, Б. Н. Китаев, Л. В. Разаренова. – М. : Транспорт, 1994. – 23 с.

13. Biloshytskyi E.V. Mathematical model of unsteady heat transfer of passenger car with heating system [Text] / E. V. Biloshytskyi // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 1 (73). – С. 121–130. doi 10.15802/stp2018/123409.

14. Програма (прогнозна) оновлення рухомого складу ПАТ «Укрзалізниця» на період до 2021 року [Електронний ресурс] / ПАТ «Укрзалізниця» // Презентаційні матеріали. – 2017. – Режим доступу: <http://eurotrain.railway-publish.com/assets/files/pdf/1.pdf>. – Назва з екрана. – Перевірено : 14.11.2017.

Білошицький Едуард Васильович, інженер-конструктор, «Проектно-конструкторське технологічне бюро» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Тел. +38 (056) 371 51 12. E-mail: e.beloshickiy@gmail.com, ORCID 0000-0002-2424-8479.

Белошицкий Эдуард Васильевич, инженер-конструктор «Проектно-конструкторское технологическое бюро» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. Тел. +38 (056) 371 51 12. E-mail: e.beloshickiy@gmail.com, ORCID 0000-0002-2424-8479.

Biloshytskyi Eduard, Engineering Designer «Project design and technological bureau» Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. Tel. +38 (056) 371 51 12. E-mail: e.beloshickiy@gmail.com, ORCID 0000-0002-2424-8479.

Статтю прийнято 17.09.2018 р.

УДК 629.423.2:681.518.54

ВИДІЛЕННЯ БІЧНИХ СМУГ НА СПЕКТРАХ ПОТУЖНОСТІ ВІБРАЦІЇ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

Канд. техн. наук С. В. Михалків, інж. В. І. Бульба, старш. викл. А. М. Ходаківський

ВЫДЕЛЕНИЕ БОКОВЫХ ПОЛОС НА СПЕКТРАХ МОЩНОСТИ ВИБРАЦИИ ТЯГОВЫХ РЕДУКТОРОВ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Канд. техн. наук С. В. Михалкив, инж. В. И. Бульба, старш. преп. А. Н. Ходаковский

SIDEBAND EXTRACTION ON THE VIBRATION POWER SPECTRA FOR THE TRACTION GEARBOXES OF ELECTRIC TRAINS

PhD (Tech.) S. Mykhalkiv, Eng. V. Bulba, Sr. lecturer A. Khodakivskyi

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711>

У статті застосовується метод синхронного усереднення вібрації в часі для виділення діагностичних ознак технічного стану тягового редуктора електропоїзда. Цей метод забезпечує усунення випадкових складових і залишає частотні компоненти, які є синхронними до частоти обертання шестірні та зубчастого колеса тягового редуктора. Розраховані спектри потужності вібрації після синхронного усереднення дозволяють за наявними посиленими бічними смугами визначати локалізовані й розповсюджені пошкодження шестірні або зубчастого колеса.

Ключові слова: бічна смуга, вібрація, електропоїзд, синхронне усереднення, спектр, тяговий редуктор, частота.

В статье используется метод синхронного усреднения вибрации во времени для выделения диагностических признаков технического состояния тягового редуктора электропоезда. Этот метод обеспечивает устранение случайных составляющих и оставляет частотные компоненты, которые являются синхронными к частоте вращения шестерни и зубчатого колеса тягового редуктора. Рассчитанные спектры мощности вибрации после синхронного усреднения позволяют с помощью усиленных боковых полос определять локализованные и распространенные повреждения шестерни или зубчатого колеса.

Ключевые слова: боковая полоса, вибрация, синхронное усреднение, спектр, тяговий редуктор, частота, электропоезд.

The paper deals with the time-synchronous averaging technique of vibration signals for extraction of the features of the technical state of electric train traction gearboxes. Simulation of the vibration of the faultless gear mesh, and gearwheel with a cracked tooth and strong deterministic component was carried out. The rotation frequencies of gearwheel and pinion, and the mesh frequency are clear visible on the vibration power spectrum. Taking into account the poor visibility of the sidebands around mesh frequency on the power spectra, the time-synchronous averaging technique enhances the sidebands, the width of which corresponds to the gearwheel rotation frequency and influences weakening of the sidebands of the faultless pinion. During the experimental research the traction gearbox vibration of electric train was acquired on the test

bench in a depot, and the calculated power spectrum has not identified sidebands and mesh frequency. After the time-synchronous average within 18 revolutions for the pinion and gearwheel frequency, the vibration power spectra were acquired. The time-synchronous average technique eliminates random and non-synchronous components while keeping the frequency components that are synchronous to the rotating frequency of the pinion and gearwheel of the traction gearbox. On the vibration power spectra in the vicinity of the mesh frequency the strong sidebands are visible, and they do not coincide with the previously calculated rotation frequencies, which means the absence of gearwheel faults. At the vibration power spectrum for the pinion there are six sidebands in the vicinity of the meshing frequency that coincide with the previously calculated pinion rotation frequencies, which means the presence of localized or distributed faults for the pinion. Disassembling of the traction gearbox shows a crack of the rolling bearing inner race and faultless state of the gear mesh. It was established that the sensitivity of the time-synchronous average technique makes it possible to identify not only localized faults extraction but also distributed faults such as eccentricity and misalignment of the pinion shaft through the modulation of the sidebands on vibration power spectra of the gearwheel.

Keywords: *electric train, frequency, sideband, spectrum, synchronous averaging, traction gearbox, vibration.*

Вступ. Редуктори набули поширення в машинобудуванні. Віднедавня діагностування редукторів привертає великий інтерес, бо дозволяє відслідковувати розвиток пошкоджень для уникнення непередбачених зупинок обладнання [1], скорочувати час їхнього перебування в ремонті і є запорукою безпечної експлуатації [6].

Тяговий редуктор локомотивів та електропоїздів є складною вібраційною системою, що складається з підшипників, шестірні, зубчастого колеса, валів, що взаємодіють між собою протягом експлуатації. Він передає потужність від тягових електричних двигунів (ТЕД) до колісних пар і зазнає високих навантажень і впливу значних сил. Зі збільшенням швидкості руху зростають динамічні зусилля в контактні колесо-рейка і збільшується ймовірність появи пошкоджень у зубчастому зачепленні, що може призвести до заклинювання колісної пари і ймовірного сходження рухомого складу з рейок. Отже, вирішення завдання з вчасного виявлення пошкоджень тягових редукторів є актуальним і дозволяє уникнути серйозних наслідків [16].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз вібраційних сигналів,

zareєстрованих на корпусі редукторів, є одним з найефективніших способів діагностування технічного стану. Протягом декількох декад було розроблено багато методів із цифрової обробки сигналів у часовому й частотному просторі для отримання з вібраційного сигналу ознак пошкоджень редукторів на початкових і середніх стадіях розвитку [2].

Для визначення пошкоджень, що зароджуються, використовують переважно статистичні індикатори (ексцес, хрест фактор), що мають чутливість до короткотривалих збурень і наявних піків у сигналі (ознака локальних пошкоджень). Інший поширений статистичний індикатор – середньоквадратичне значення (СКЗ) – може лише вести облік енергії, яка випромінюється, і бути потужним інструментарієм для фіксації зростання середньої амплітуди сигналу (ознака наявності розповсюджених пошкоджень), проте не надає інформацію про короткострокові зміни обвідної сигналу [5, 17]. Заразом усі статистичні індикатори зростають при наближенні аварійного стану, однак умови експлуатації (навантаження), конструктивні особливості створюють такі обставини, за яких величини статистичних індикаторів є

різними й здатними до значних коливань [1]. Так, у роботі [16] показано, що протягом взаємодії колеса й рейки локомотива в умовах комплексних динамічних збуджень СКЗ, ексцес і навіть восьмий центральний момент демонструють низьку чутливість у часовому просторі до розвитку тріщини зуба, зокрема зафіксовано численні спади розрахованих величин залежно від довжини тріщини, що пов'язано зі значними вібраційними випадковими складовими внаслідок нерівності колії.

Спектральний аналіз також може зазнати невдачі в спробі ідентифікувати пошкодження при наявних сильних випадкових флуктуаціях (гармоніки обертальних частин інших джерел, випадкові імпульси внаслідок тертя, контактні сили, потоки шуму, тощо), які поширюються вздовж усього частотного діапазону й суттєво ускладнюють локалізацію розрахованих гармонік у частотному просторі [13].

Зважаючи на згадане, багато дослідників пропонували застосовувати інші методи, такі як кепстр вібрації, синхронне усереднення в часі, частотно-часові методи розподілу, циклостаціонарний аналіз, спектральні методи високої роздільності [3, 4, 13], що суттєво збагатили знання з діагностування редукторів. Однак кепстр і спектральна кореляційна густина не спроможні виявити пошкодження на підставі аналізу лише однієї вібраційної реалізації, на відміну від методу синхронного усереднення, де можна отримати повну діагностичну інформацію та ідентифікувати пошкодження [3].

Досліджено [8, 9, 11, 12, 14, 15], що метод синхронного усереднення відіграє важливу роль у встановленні локальних змін, що спричиняються пошкодженнями, однак потреба візуального визначення причин появи цих змін не може бути задоволена на виробництві протягом перевірки якості наявними системами автоматичного вібромоніторингу [17]. Простішу інтерпретацію синхронно

усереднених вібраційних сигналів забезпечують уже згадані статистичні параметри (СКЗ, ексцес), які мають розраховуватись для синхронно усереднених сигналів шестірні або зубчастого колеса, і в результаті величини однакових параметрів є різними, оскільки вони розраховуються для сигналів синхронно усереднених із шестірнею або зубчастим колесом і обліковують відповідно різні компоненти сигналу. Зокрема в роботі [17] встановлено, що відбувається незначне зростання величини СКЗ синхронно усередненого відносно шестірні сигналу, що може свідчити про розповсюджене пошкодження шестірні, а стрімке зростання ексцесу синхронно усередненого відносно зубчастого колеса сигналу підвищує ймовірність наявності локального пошкодження на цьому колесі. Також автори роботи [16] підтверджують ефективність методу синхронного усереднення щодо усунення випадкових складових і підвищення ефективності діагностування.

Зважаючи на недостатню кількість робіт, присвячених вирішенню завдання виділення з вібраційної реалізації ознак пошкоджень тягових редукторів електропоїздів, не втрачає актуальності дослідження ефективності методу синхронного усереднення посилювати діагностичні ознаки на розрахованих спектрах вібрації.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є отримання діагностичних ознак технічного стану тягового редуктора електропоїзда завдяки методу синхронного усереднення вібрації в часі.

Для досягнення сформульованої мети потрібно вирішити такі завдання:

— здійснити моделювання вібрації одноступінчастого тягового редуктора електропоїзда з локальним пошкодженням зубчастого колеса;

— визначити здатність методу синхронного усереднення вібрації в часі

усувати недоліки спектральних методів із ідентифікації місця наявного пошкодження зубчастого зачеплення;

— дослідити можливість циклостаціонарних сигналів вібрації першого порядку визначати розповсюджені та локалізовані пошкодження тягового редуктора електропоїзда.

Основна частина дослідження.

Головна відмінність рухомого складу від іншого промислового обладнання полягає у складній взаємодії контакту колеса-рейки, що збуджує вібрацію значно вищу за вібрацію внаслідок пошкоджень у тягових редукторах, особливо на ранніх стадіях, і впливає на низьке відношення сигнал/шум під час діагностування протягом руху бортовими комплексами, де ознаки технічного стану тягового редуктора заховані в шумі [16]. Вирішення завдання з діагностування тягових редукторів під час руху бортовими комплексами є вкрай складним, тому здебільшого діагностичні методи не пристосовані до таких умов і базуються на припущенні, що навантаження й частота обертання є сталими [6], що майже повністю задовольняється на спеціальних стендах у депо.

Запропонована технологія вібродіагностування реєструє вібраційний сигнал п'єзоелектричним віброакселерометром із верхнім робочим частотним діапазоном 9 кГц, що вгвинчується в шпильку й до отвору додавання мастила в опорні підшипники підшипникового вузла тягового редуктора електропоїзда серії EP2T. Далі сигнал після аналогового фільтра низьких частот надходить до цифрового самописця, де зазнає дискретизації частотою 46 кГц (рис. 1). Сигнал частоти обертання потрібен для контролю сталої частоти дискретизації усього вібраційного сигналу або для точного визначення періоду обертання шестірні чи зубчастого колеса тягового редуктора [15].

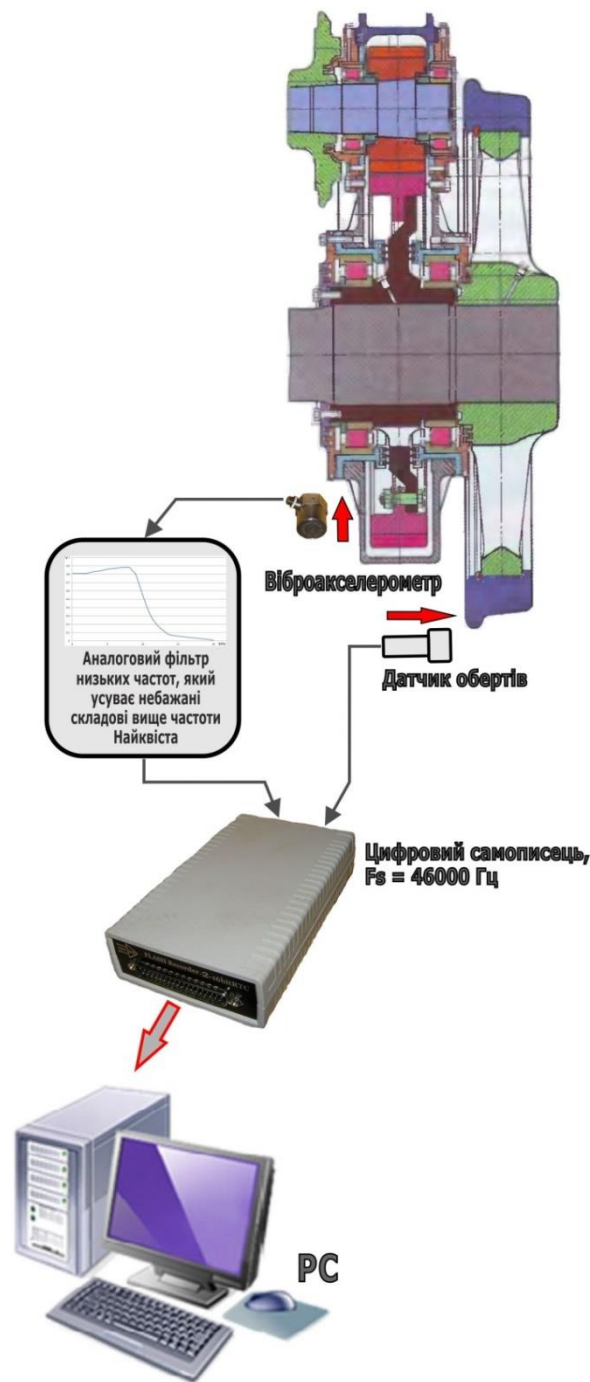


Рис. 1. Схема вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда EP2T

Модель вібрації одноступінчастого редуктора

$$y(t) = \sum_{k=0}^K X_k (1 + a_k(t)) \cos(2\pi k f_m t + \phi_k + b_k(t)) , \quad (1)$$

де X_k – амплітуда k -ї гармоніки зубозачеплення;

$f_m = N_1 f_1 = N_2 f_2$ – частота зубозачеплення, яка включає частоту обертання шестірні f_1 із кількістю зубів шестірні N_1 і частоту обертання зубчастого колеса f_2 із кількістю зубів зубчастого колеса N_2 ;

$a_k(t)$, $b_k(t)$ – функції модуляції;

ϕ_k – початкова фаза.

Функції модуляції відповідають за пошкодження шестірні та зубчастого колеса. $a_k(t)$ складається з двох періодичних сигналів з відповідним періодом шестірні й зубчастого колеса $1/f_1$ і $1/f_2$ [11].

На рис. 2, а наводяться результати моделювання часової форми вібрації справного тягового редуктора електропоїзда з $N_1 = 22$, $N_2 = 75$, $f_1 = 12,38$ Гц, $f_2 = 3,65$ Гц, яка виражена сильною періодичною складовою частоти зубозачеплення $f_m = 272,8$ Гц з високою амплітудою.

Далі здійснюється моделювання локального пошкодження відколу зуба зубчастого колеса, що спричиняє одиничний удар і, як наслідок, збурення уздовж усього частотного діапазону за повне обертання зубчастого колеса. Тривалість пошкодження коротша за тривалість зубозачеплення, а частота удару залежить від властивостей тягового редуктора й власних частот і обиралася 1 кГц. На рис. 2, б, в наводяться часові форми вібрації справного й пошкодженого зубчастого зачеплення з додаванням білого гаусового шуму та періодом прояву пошкодження довжиною 0,27 с.

Аналіз часової форми вібраційних сигналів супроводжується труднощами внаслідок наявного рівня завад, які є неминучими протягом вібраційного діагностування та ускладнюють ідентифікацію короткотривалих складових, які ототожнюють з наявними пошкодженнями [5]. Класичний спектральний аналіз дозволяє визначати різні кінематичні частоти, які збурюються пошкодженнями зубчастого

зачеплення або підшипниками тягового редуктора протягом обертання [7].

На рис. 3 зображено спектр потужності вібрації за результатами моделювання справного редуктора й редуктора з пошкодженням.

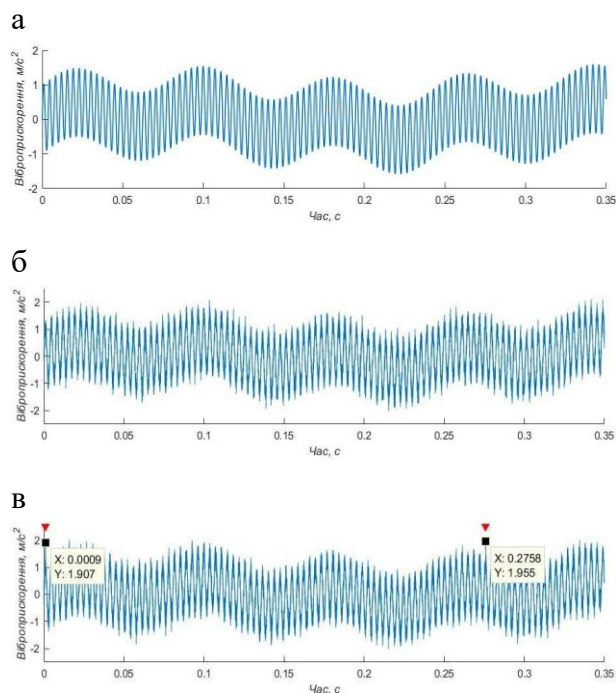


Рис. 2. Моделювання часової форми вібрації тягового редуктора:

а – вібрація справного редуктора без шуму;
б – вібрація справного редуктора з шумом;
в – вібрація редуктора з пошкодженням і шумом (період між проявами пошкодження виокремлений позначками)

Для справного зубчастого зачеплення частоти обертання зубчастого колеса (3,65 Гц), шестірні (12,38 Гц) частота зубозачеплення (272,8 Гц) і її гармоніки домінують на спектрі потужності. Індикатором пошкодження зубчастого зачеплення, помилок монтажу, перекошування валів, ексцентриситету на спектрі потужності є поява бічних смуг. У разі пошкодження вібраційний сигнал за повний оберт зазнає модифікації унаслідок ефекту, який створює удар короткої тривалості з порівняно низькою енергією.

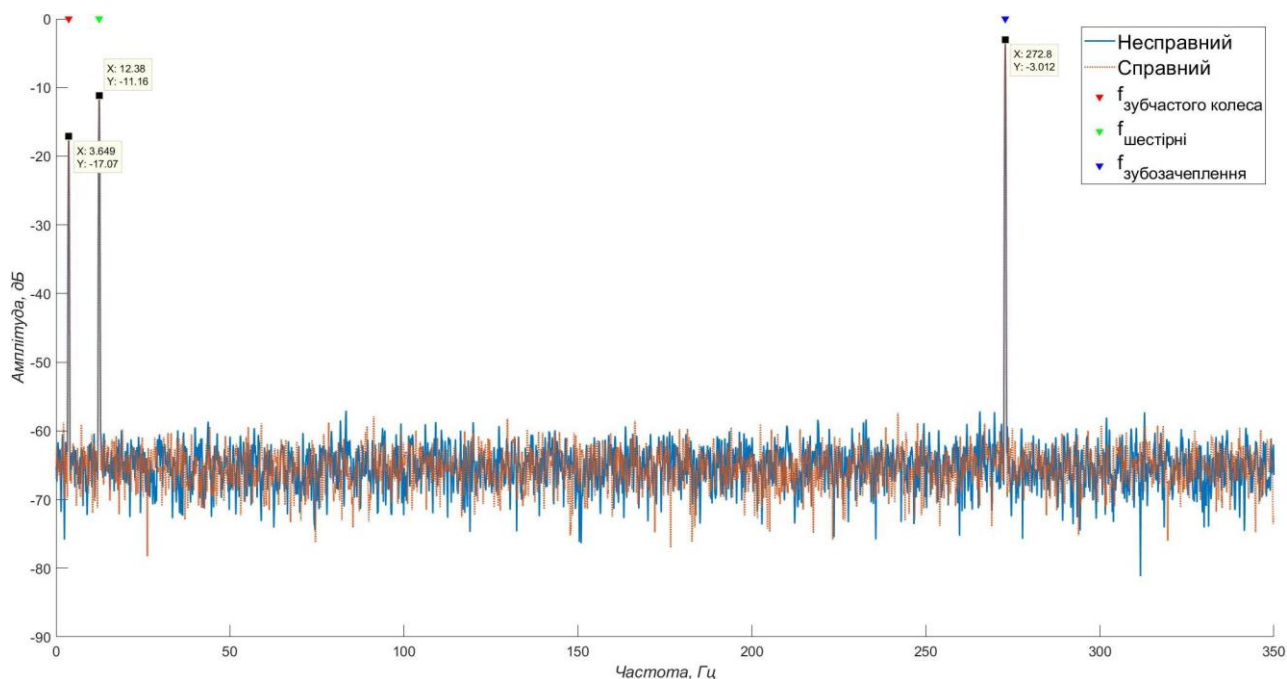


Рис. 3. Спектр потужності вібрації справного й пошкодженого редуктора

Удар спричиняє додаткові ефекти амплітудної й фазової модуляції у вібраційному сигналі з нормальним зубозачепленням. Зважаючи на коротку тривалість удару модуляційні бічні смуги ширитимуться уздовж усього частотного діапазону й виникатимуть бічні смуги вищого порядку з низькими амплітудами [4]. Спроба точного виявлення бічних смуг шестірні й зубчастого колеса потребує збільшення масштабу спектра потужності (рис. 4), де заледве вдається встановити збіг трьох бічних смуг зубчастого колеса з розрахованими частотами праворуч від частоти зубозачеплення ($f_m + kf_{\text{бічна смуга з.к.}}$, $k = 1, 2, 3$) і з першою бічною смугою ліворуч від частоти зубозачеплення ($f_m - f_{\text{бічна смуга з.к.}}$).

Незважаючи на те, що порівняно з багатоступінчастими редукторами гелікоптерів, сучасних вітрових генераторів конструкція тягових редукторів електропоїздів є спрощеною і містить лише один ступінь зубчастого зачеплення, поділ модуляційних бічних смуг, що викликані пошкодженнями шестірні чи зубчастого колеса на спектрах вібрації є вкрай складним завданням.

Екстракція інформативних бічних смуг досягається методом синхронного усереднення в часі, який відповідає циклостаціонарному аналізу першого порядку (оцінювання детермінованої складової зубчастого зачеплення), також циклостаціонарні сигнали містять випадкові компоненти, які краще оцінюються інструментарієм другого порядку, а саме миттєвою дисперсією синхронного усереднення в часі, і надають більше діагностичної інформації про підшипники кочення, вібрація яких не є повністю періодичною й наповнена флуктуаціями внаслідок випадкових проковзувань елементів підшипників [7].

Синхронне усереднення вібрації в часі дозволяє усувати складові, які не є синхронними з шестірнею або зубчастим колесом, і забезпечує зниження впливу випадкових компонент та інших джерел вібрацій. Результатом синхронного усереднення є наявність детермінованих складових зубозачеплення й групи бічних смуг шестірні або зубчастого колеса [4]. Несинхронні підшипникові компоненти усуваються, тому результатом є усереднена

вібраційна реалізація, що містить лише складові частот обертання шестірні або зубчастого колеса з мінімальним внеском

непов'язаних з шестернею і зубчастим колесом частот [14].

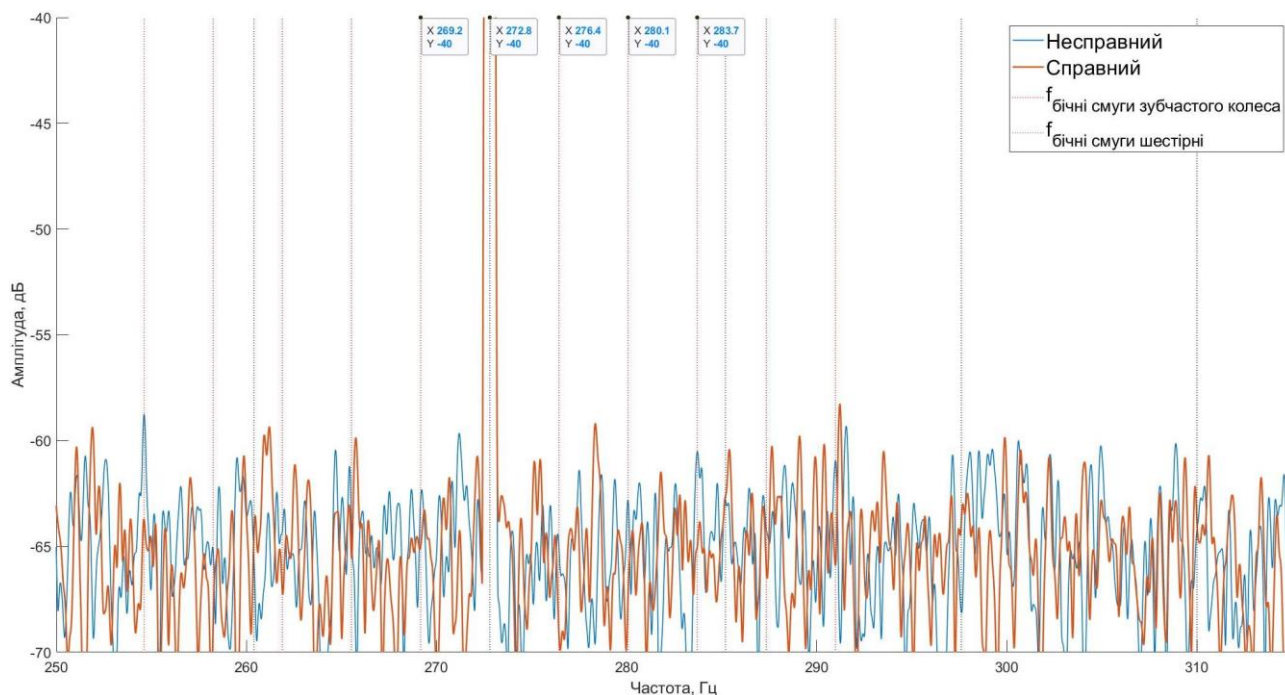


Рис. 4. Спектр потужності вібрації справного й пошкодженого редуктора у збільшеному масштабі

Точність цього методу залежить від визначення частоти обертання шестірні або зубчастого колеса за допомогою додаткового датчика обертів (рис. 1) і від сталої частоти обертання детермінованої компоненти [8].

Сигнал $m(t)$ є синхронно усередненим у часі (або циклостационарним першого порядку) і базується на припущенні про циклоергодичність з періодом T_r

$$m(t) = \frac{1}{N_r} \sum_{k=0}^{N_r-1} x(t - kT_r), \quad (2)$$

де T_r – період обертання вала шестірні або зубчастого колеса;

N_r – кількість обертів для усереднення.

Цей метод може моделюватись у часовому просторі згортанням реалізації

$m(t)$ з послідовністю дельта-функцій N_r , відстань між якими дорівнює періоду T_r , що в частотному просторі відповідає перемноженню згаданої послідовності з перетворенням Фур'є зазначеної реалізації:

$$H(f) = \frac{1}{N_r} \frac{\sin(N_r \pi T_r f)}{\sin(\pi T_r f)}. \quad (3)$$

Амплітудно-частотна характеристика за виразом (3) відповідає гребінчастому фільтру, який відфільтровує гармоніки періодичної частоти. Збільшення кількості N_r посилює придушення негармонічних компонентів. Шумова частотна смуга становить $1/N_r$ і зростання відношення сигнал/шум пов'язано з виразом $10 \log_{10} N_r$ дБ для адитивного випадкового шуму [13].

На рис. 5 наведено синхронно усереднені сигнали вібрації для шестірні (рис. 5, а) і зубчастого колеса (рис. 5, б), які моделювались на рис. 2, в.

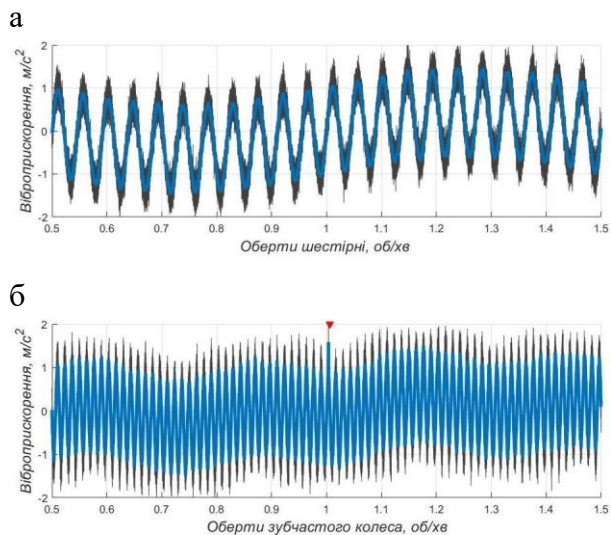


Рис. 5. Синхронно усереднені сигнали після моделювання:
а – синхронно усереднений сигнал для справної шестірні; б – синхронно усереднений сигнал для зубчастого колеса з пошкодженням (нанесена позначка)

На рис. 6, 7 наведено спектри потужності шестірні й зубчастого колеса в низькочастотному діапазоні. На спектрах чітко видно частоту зубозачеплення $f_m = 272,8$ Гц і дещо сильніше виражені бічні смуги на спектрі потужності зубчастого колеса (рис. 7), ніж на спектрі потужності шестірні, що відповідає наявному пошкодженню в зубчастому колесі за умовами моделювання.

На наступному етапі здійснювались експериментальні дослідження вібрації колісно-редукторного блока електропоїзда ЕР2Т за розробленою технологією в моторвагонному депо на ПР-1 на випробувальному стенді, де колісна пара розкручувалась до частоти обертання 218 об/хв. На рис. 8 наведена часова форма вібрації, що реєструвалася віброакселерометром, який попередньо вгвинчувався до втулки та до отвору додавання мастила підшипника шестірні тягового редуктора. Вібрація містить сильно виражені періодичні складові заповнені шумом.

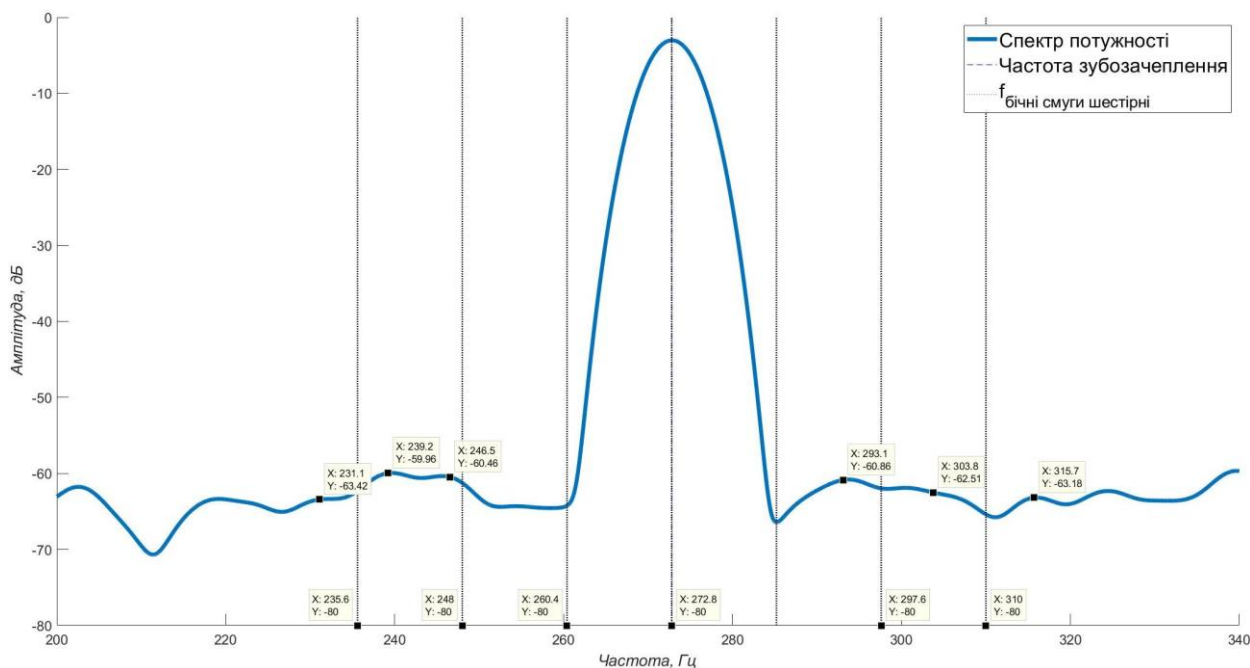


Рис. 6. Спектр потужності вібраційного сигналу шестірні за результатами моделювання

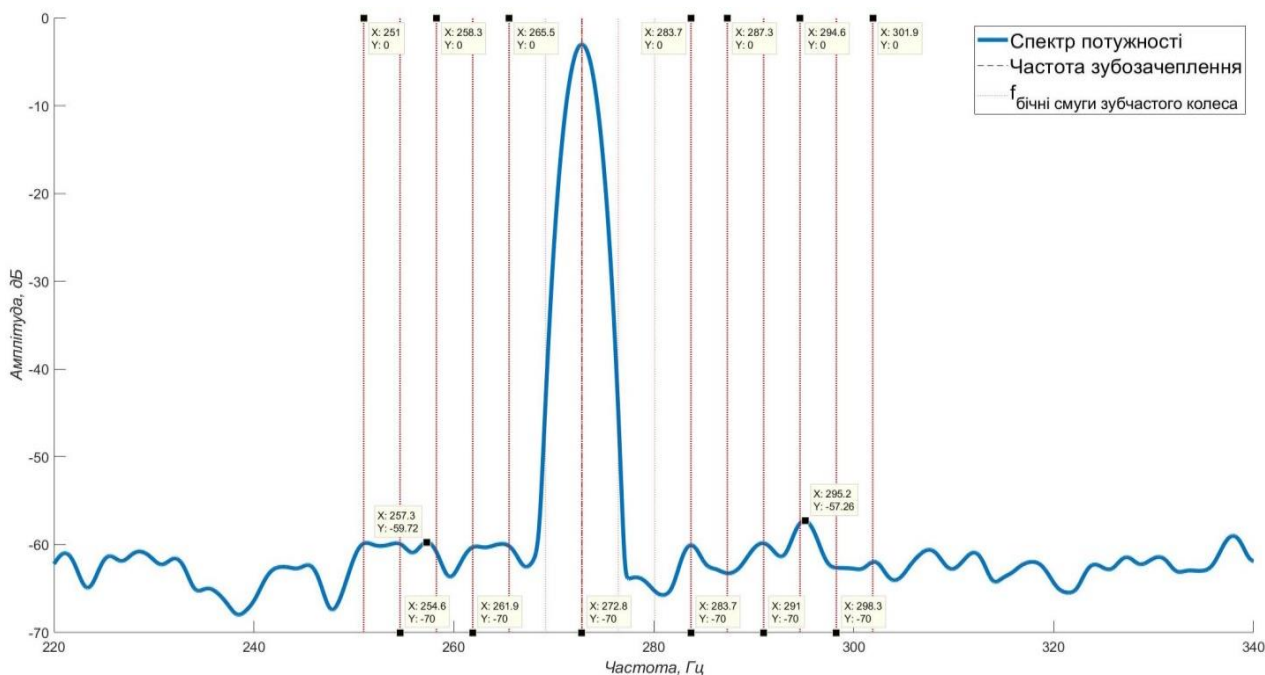


Рис. 7. Спектр потужності вібраційного сигналу зубчастого колеса за результатами моделювання

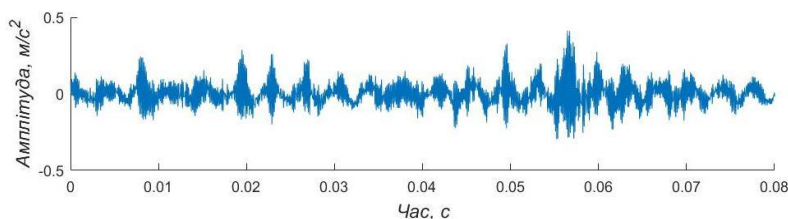


Рис. 8. Часова форма вібрації тягового редуктора електропоїзда

Спектр потужності (рис. 9) вібрації тягового редуктора містить сильно виражену частоту обертання шестірні (12,37 Гц), частоту зубозачеплення (271,7 Гц) і бічні смуги навколо частоти зубозачеплення, що, на перший погляд, є ознаками наявного локального (тріщина/знос зуба) чи розподіленого пошкодження (ексцентриситет або перекошування). Для детального дослідження спектральних складових на спектрі потужності вібрації обирався збільшений масштаб в околі частот 250–320 Гц (рис. 10). Установлено, що жоден із наявних сплесків частоти зубозачеплення та бічних смуг в її околі не збігається зі заздалегідь розрахованими частотами обертання шестірні й зубчастого

колеса, що може пояснюватись незначним коливанням частот обертання [17], що спричиняє викривлення результатів і потребує залучення методу синхронного усереднення для поділу вібраційного внеску складових зубозачеплення.

Результати синхронного усереднення вібраційного сигналу (рис. 8) для 18 обертів шестірні та зубчастого колеса наведені на рис. 11, а, б.

Збільшення кількості обертів у методі синхронного усереднення призводить до зменшення шуму в усередненому сигналі [14]. Слід зазначити, що амплітуда синхронно усереднених сигналів і енергія є меншою, ніж у початкових сигналах [12].

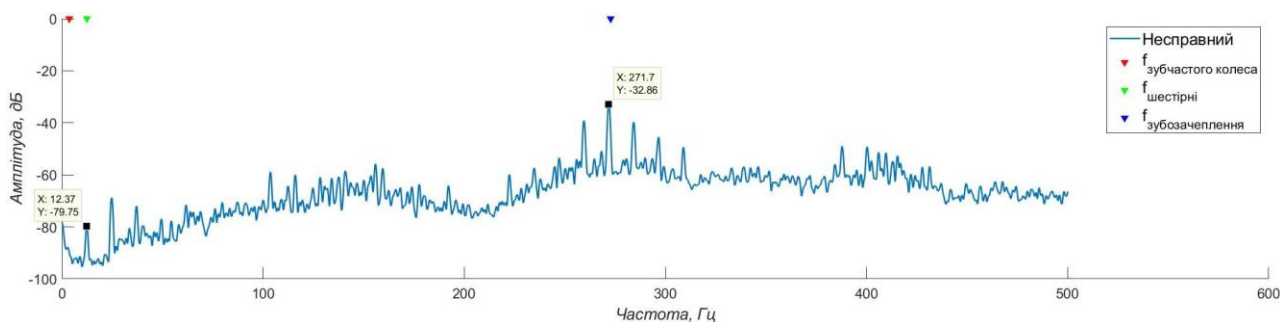


Рис. 9. Спектр потужності вібрації тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т

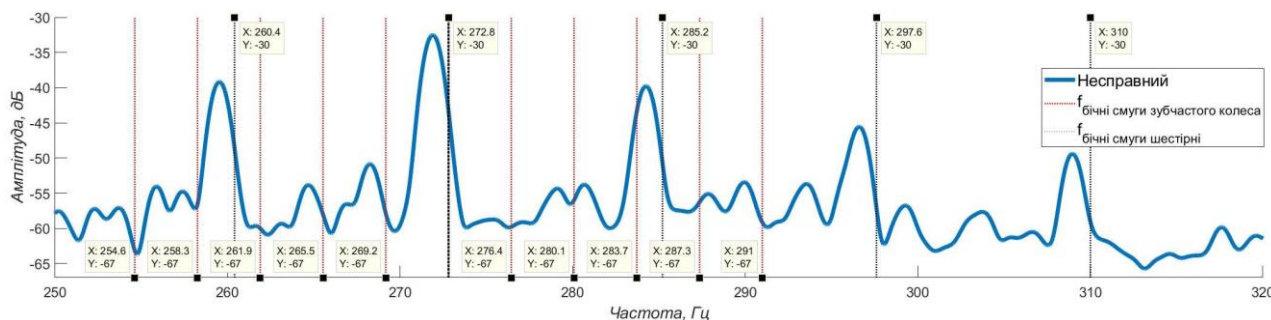


Рис. 10. Спектр потужності вібрації тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т у збільшеному масштабі

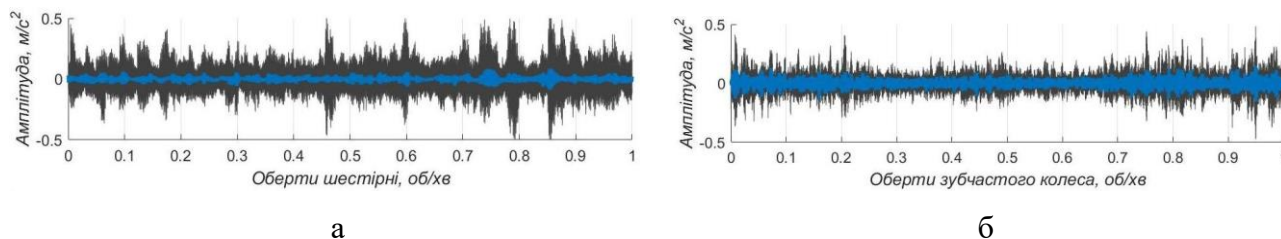


Рис. 11. Синхронно усереднені вібраційні сигнали тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т: а – синхронно усереднений сигнал відносно шестірні; б – синхронно усереднений сигнал відносно зубчастого колеса

На рис. 12, 13 зображено спектри потужності синхронно усереднених сигналів відносно зубчастого колеса та шестірні. На спектрі потужності усередненого сигналу зубчастого колеса (рис. 12) добре виражені бічні смуги, відстань між якими не пов'язана з частотою обертання зубчастого колеса, що відкидає ймовірність наявності пошкодження зуба чи розподіленого пошкодження на колесі.

Натомість ширина між шістьма бічними смугами (235,6 Гц, 248 Гц, 260,4 Гц, 283,2 Гц, 295,9 Гц, 308,6 Гц) навколо частоти зубозачеплення на спектрі потужності усередненого сигналу шестірні (рис. 13) відповідає частоті обертання шестірні та вважається діагностичною ознакою наявного розподіленого чи локального пошкодження [17].

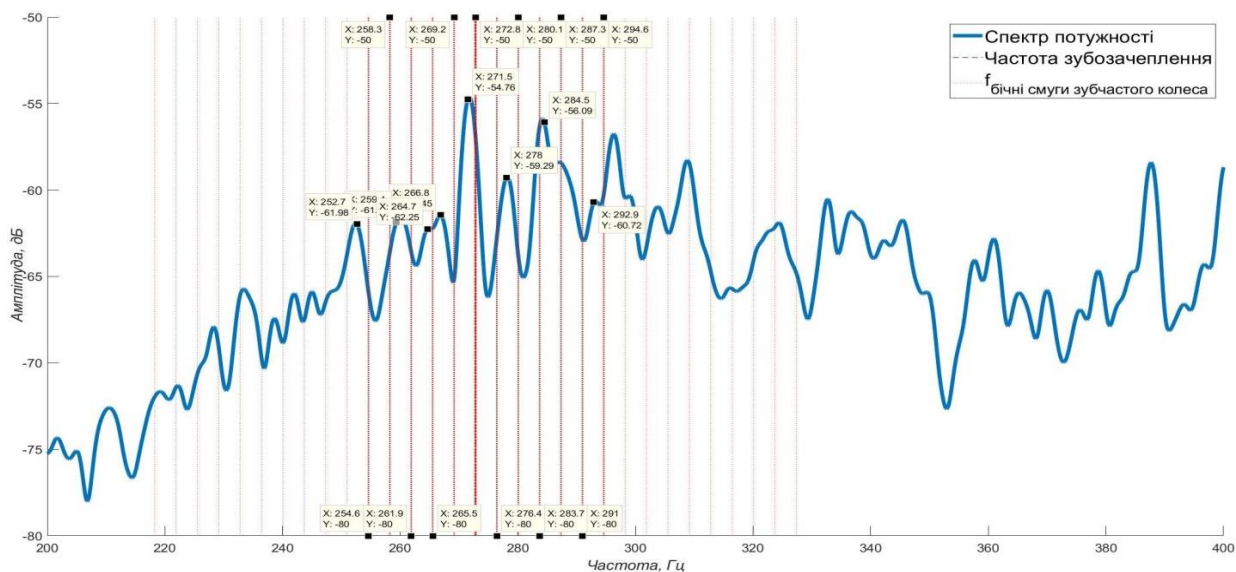


Рис. 12. Спектр потужності синхронно усередненого вібраційного сигналу відносно зубчастого колеса тягового редуктора електропоїзда

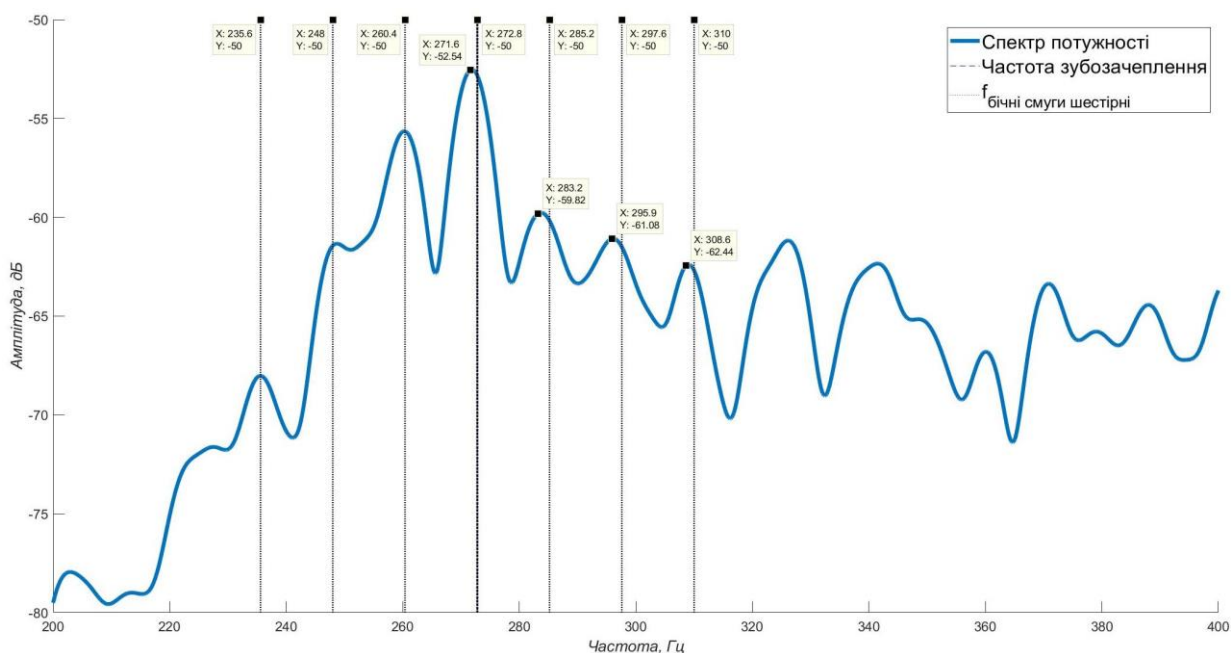


Рис. 13. Спектр потужності синхронно усередненого вібраційного сигналу відносно шестірні тягового редуктора електропоїзда

Після розбирання тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т була виявлена тріщина внутрішнього кільця опорного підшипника кочення шестірні редуктора, а в зубчастому зачепленні пошкоджень не було (рис. 14).

Отже, метод синхронного усереднення вібраційних сигналів у часі не лише підтвердив своє основне призначення

визначати пошкодження зубчастого зачеплення на спектрах потужності вібрації, а й додатково продемонстрував чутливість до технічного стану підшипників кочення з інакшим, ніж у зубчастого зачеплення, складом вібрації і відкинув потребу отримання залишкового сигналу після процедури усереднення.



Рис. 14. Справна шестірня тягового редуктора електропоїзда після розбирання

Висновки. Результати моделювання вібрації зубчастого зачеплення з відколотим зубом зубчастого колеса продемонстрували ефективність методу синхронного усереднення визначати це пошкодження на спектрі потужності за наявними бічними смугами. Відхилення результатів експерименту від результатів моделювання не перевищує 0,44 %.

На відміну від класичних спектральних методів, запропонований метод синхронного усереднення вібрації тягового редуктора електропоїзда дозволяє визначати місце розташування пошкодження за збігом частот наявних бічних смуг на спектрах потужності після синхронного усереднення відносно шестірні або зубчастого колеса з раніше розрахованими частотами обертання цих складових зубозачеплення.

Завдання з визначення виду пошкодження шестірні або зубчастого

колеса після синхронного усереднення ускладнено схожістю наявних діагностичних ознак для тріщини/зносу зубів і для перекошування або ексцентриситету зубчастого зачеплення й вирішується припущенням про наявність розподілених пошкоджень на шестірні (зокрема й тих, що спричиняють руйнування підшипника) за сильно вираженими бічними смугами на зубчастому колесі, що не збігаються з розрахованими значеннями внаслідок модуляцій. Натомість локальні пошкодження шестірні можна ідентифікувати за низьким рівнем бічних смуг на спектрах потужності зубчастого колеса за умови повного збігу частот бічних смуг в околі частоти зубозачеплення з розрахованими значеннями частот обертання шестірні на відповідному спектрі потужності вібрації шестірні для обох видів пошкоджень.

Список використаних джерел

1. Dybała, J. A novel method of gearbox health vibration monitoring using empirical mode decomposition [Text] / J. Dubała, A. Gałęzia // Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations. Proceedings of the third International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations CMMNO 2013. — 2014. — P. 225—234. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_19.
2. Wang, W. J. Application of orthogonal wavelets to early gear damage detection [Text] / W. J. Wang, P. D. McFadden // Mechanical Systems and Signal Processing. — 1995. — Vol. 9(5). — P. 497—507. <https://doi.org/10.1006/mssp.1995.0038>.

3. Dalpiaz, G. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears [Text] / G. Dalpiaz, A. Rivola, R. Rubini // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2000. — Vol. 14(3). — P. 387—412. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1294>.
4. Wang, W. Early detection of gear tooth cracking using the resonance demodulation technique [Text] / W. Wang // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2001. — Vol. 15(5). — P. 887—903. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1416>.
5. Antoni, J. The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines [Text] / J. Antoni, R. B. Randall // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2006. — Vol. 20(2). — P. 308—331. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.09.002>.
6. Wang, X. A wavelet approach to fault diagnosis of a gearbox under varying load conditions [Text] / X. Wang, V. Makis, M. Yang // *Journal of Sound and Vibration*. — 2010. — Vol. 329(9). — P. 1570—1585. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.11.010>
7. Combet, F. New analysis tools for the diagnosis of gear systems [Text] / F. Combet, J.-L. Vasselin, X. Thomas // *International Journal of Condition Monitoring*. — 2017. — Vol. 7(1). — P. 7—13. <https://doi.org/10.1784/204764217820440982>.
8. Coats, M. D. Extraction of tacho information from a vibration signal for improved synchronous averaging [Text] / M. D. Coats, N. Sawalhi, R. B. Randall // *Proceedings of Acoustics*. — 2009. — P. 1—8.
9. Zhang, S. Gearbox fault diagnosis based on time-frequency domain synchronous averaging and feature extraction technique [Text] / S. Zhang, J. Tang // *Proceedings SPIE 9804, Nondestructive Characterization and Monitoring of Advanced Materials, Aerospace, and Civil Infrastructure*. — 2016. — 98040K. <https://doi.org/10.1117/12.2219460>.
10. Standler, C. J. Transmission path phase compensation for gear monitoring under fluctuating load conditions [Text] / C. J. Standler, P. S. Heyns // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2006. — Vol. 20(7). — P. 1511—1522. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2005.05.009>
11. McFadden, P. D. Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration [Text] / P. D. McFadden // *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*. — 1986. — Vol. 108(2). — P. 165 — 170. <https://doi.org/10.1115/1.3269317>
12. Combet, F. Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis [Text] / F. Combet, L. Gelman // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2009. — Vol. 23(3). — P. 652—668. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2008.08.002>.
13. Randall, R. B. Rolling element bearing diagnostics — A tutorial [Text] / R. B. Randall, J. Antoni // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2011. — Vol. 25(2). — P. 485—520. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.07.017>.
14. Shakya, P. Bearing diagnosis using proximity probe and accelerometer [Text] / P. Shakya, A. K. Darpe, M. S. Kulkarni // *Measurement*. — 2016. — Vol. 80. — P. 190—200. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2015.11.029>.
15. Hongxing, L. An improved algorithm for direct time-domain averaging [Text] / L. Hongxing, Z. Hongfu, J. Chengyu, Q. Liangsheng // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2000. — Vol. 14(2). — P. 279 — 285. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1250>.
16. Chen, Z. Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system [Text] / Z. Chen, W. Zhai, K. Wang // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2019. — Vol. 115. — P. 29—44. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.05.038>.
17. Scheffer, C. Analysis and predictive maintenance [Text] / C. Scheffer, P. Girdhar. — Elsevier, 2004. — P. 272. <https://doi.org/10.1016/b978-0-7506-6275-8.x5000-0>.

Михалків Сергій Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-19-37. E-mail: svm_m@ukr.net.
Бульба Владислав Ігорович, інженер, регіональна філія «Південна залізниця». E-mail: bulbass@i.ua.

Ходаківський Андрій Миколайович, ст. викл. кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту.

E-mail: khodakivski@gmail.commailto:mpmkafedra@gmail.com.

Михалків Сергей Васильевич, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації і ремонту подвижного складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-19-37.

E-mail: svm_m@ukr.net.

Бульба Владислав Ігоревич, інженер, регіональний філіал «Южная железная дорога» E-mail: bulbass@i.ua.

Ходаковський Андрей Николаевич, старший преподаватель кафедри експлуатації і ремонту подвижного складу Українського державного університету залізничного транспорту.

E-mail: khodakivski@gmail.commailto:mpmkafedra@gmail.com.

Mykhalkiv Serhii, PhD (Tech). Associate professor, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-19-37. E-mail: svm_m@ukr.net.

Bulba Vladyslav, Engineer of the Regional branch "Southern Railway". E-mail: bulbass@i.ua.

Khodakivskyi Andrii, Senior lecturer, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: khodakivski@gmail.com.

Статтю прийнято 16.10.2018 р.

ТРАНСПОРТНІ ТЕХНОЛОГІЇ (275)

УДК 629.423:621.314.5

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОВОЗА ЗМІННОГО СТРУМУ З АКТИВНИМ ПЕРЕТВОРЮВАЧЕМ В РЕЖИМІ ТЯГИ

О. О. Краснов (Харківське відділення ПВІЗТ АТ «Укрзалізниця»)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВОЗА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА С АКТИВНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ В РЕЖИМЕ ТЯГИ

А. А. Краснов (Харьковское отделение ПИИЖТ АТ «Укрзалізниця»)

A MATHEMATICAL MODELING OF AC ELECTRIC LOCOMOTIVE WITH ACTIVE CONVERTER IN TRACTION

О. Krasnov

DOI:<https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147714>

Розроблено математичну модель електровоза змінного струму, обладнаного активним тяговим перетворювачем з двозонним регулюванням випрямленої напруги. Електромагнітні процеси досліджено в режимі тяги при алгоритмі широтно-імпульсної модуляції за прямокутно-ступінчастим законом. Встановлено, що коефіцієнт потужності електровоза з активним перетворювачем становить 0,83...0,99. Застосування таких перетворювачів дозволяє підвищити коефіцієнт потужності електровоза з колекторними тяговими двигунами.

Ключові слова: електровоз змінного струму, активний тяговий перетворювач, широтно-імпульсна модуляція, математична модель.

Разработана математическая модель электровоза переменного тока, оборудованного активным тяговым преобразователем с двухзонным регулированием выпрямленного напряжения. Электромагнитные процессы исследованы в режиме тяги при алгоритме широтно-импульсной модуляции по прямоугольно-ступенчатому закону. Установлено, что коэффициент мощности электровоза с активным преобразователем составляет 0,83...0,99. Применение таких преобразователей позволяет повысить коэффициент мощности электровоза с коллекторными тяговыми двигателями.

Ключевые слова: электровоз переменного тока, активный тяговый преобразователь, широтно-импульсная модуляция, математическая модель.

One of the ways to increase the power factor of AC electric locomotives with DC traction motors is the use of converters on fully controlled semiconductor devices — active current source rectifiers. However, the modes of operation of the active current source rectifier as a DC voltage regulator have not been studied enough today and require further investigation.

In this article, a mathematical model of an AC electric locomotive with an active traction converter (based on the eight-axle freight AC locomotive 2EL5) with two-zone regulation of the DC voltage is developed. The model of the “traction network — electric locomotive” system is presented in the form of differential equations. The algorithm of the active converter control system

is described by logical switching functions. The converter uses a unipolar rectangular-stepped pulse width modulation with a carrier frequency of 1200 Hz.

Computer modeling of electromagnetic processes in the traction mode is performed. The oscillograms of voltages and currents show the process of transition from the first control zone to the second one. According to experiments, the power factor of an electric locomotive in the entire control range is 0.83...0.99. This is more than a thyristor converter. The THDi of the trolley wire current is about 9...10%. Analysis of the trolley wire voltage and current waveforms showed that a decrease in the modulation index has a negative effect on the voltage and current harmonic distortion.

Further research should focus on limiting the higher harmonics of voltage and current when adjusting the voltage. The practical result of the use of active traction converters on electric locomotives is a reduction in the consumption of electric power for the traction of trains.

Keywords: AC electric locomotive, active traction converter, pulse-width modulation, mathematical model.

Вступ. У ряді досліджень, присвячених проблемам електричної тяги, підкреслюється необхідність підвищення енергетичної ефективності електровозів змінного струму з колекторними тяговими двигунами. Це в першу чергу обумовлено тим, що коефіцієнт потужності таких електровозів складає не більше 0,84 в режимі тяги і не більше 0,65 в режимі рекуперації [1, 2]. Як відомо, тягові мережі електрифікованих залізниць є системами з нелінійним навантаженням і несинусоїдальними напругами і струмами [3], при цьому аналітичне дослідження електромагнітних процесів у таких системах є складним. Тому при розробленні технічних рішень, направлених на забезпечення високої енергоефективності електровозів, доцільно використовувати методи математичного моделювання [4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні існує ряд схемотехнічних рішень, направлених на підвищення коефіцієнта потужності електровозів змінного струму. Так, мінімізація споживання реактивної потужності та зменшення вищих гармонік напруги і струму електровоза може бути забезпечена шляхом включення в силову схему пасивного LC-компенсатора реактивної потужності [5] або гібридного фільтра [1, 6]. Крім того, підвищення коефіцієнта потужності електровоза з

тиристорним перетворювачем можна забезпечити шляхом зміни алгоритму подачі імпульсів на тиристри [7]. Останнім часом розвиваються дослідження в напрямку застосування активних випрямлячів струму на повністю керованих напівпровідникових приладах [2, 8]. Зокрема такі перетворювачі використовують у якості активних фільтрів [9, 10, 11]. Режими регулятора випрямленої напруги, які також можна реалізувати у схемі активного випрямляча струму [12], у вказаних роботах практично не розглядаються. Отже, розроблення математичних моделей і дослідження електромагнітних процесів в активних випрямлячах струму як регулятора напруги тягових двигунів є актуальним завданням.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою даного дослідження є підвищення енергетичної ефективності електровозів змінного струму з колекторними тяговими двигунами за рахунок впровадження активних тягових перетворювачів (АТПр).

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

— розробити математичну модель активного тягового перетворювача з двозонним регулюванням випрямленої напруги і широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ);

— провести дослідження електромагнітних процесів при широтно-імпульсній

модуляції за прямокутно-ступінчастим законом та оцінити адекватність розробленої моделі.

Математична модель електровоза з АТПр. На рис. 1 представлена схема заміщення системи електричної тяги змінного струму для випадку роботи електровоза з активним тяговим перетворювачем. Розглядається варіант встановлення АТПр на електровозі 2ЕЛ5.

Математичну модель системи «тягова мережа — електровоз» можна представити у вигляді систем диференціальних рівнянь електромагнітних процесів, складених за законами Кірхгофа, і логічних рівнянь, які описують роботу системи управління. Для опису стану напівпровідникових приладів доцільно застосувати метод комутаційних функцій [13]. Такий підхід забезпечує можливість моделювання перетворювача незалежно від конкретного алгоритму управління транзисторами (фазове регулювання, амплітудна або широтно-імпульсна модуляція тощо).

З метою забезпечення прийняттого часу і точності моделювання зробимо ряд припущень і спрощень:

— схема заміщення системи зовнішнього електропостачання і тягової підстанції представлена еквівалентними параметрами, приведеними до вторинної обмотки силового трансформатора;

— напруга холостого ходу вторинної обмотки силового трансформатора є синусоїдальною та не містить вищих гармонік;

— взаємна індуктивність між секціями вторинної обмотки тягового трансформатора не враховується через малу її величину;

— поздовжня складова реакції якоря тягового двигуна, а також вплив магнітного потоку додаткових полюсів не враховуються через малу їхню величину;

— коло вихрових струмів представлено еквівалентним активним опором $r_{вх} = 7r_{оз}$, де $r_{оз}$ — активний опір обмотки збудження [14];

— вплив механічної частини електровоза не враховується.

Ці спрощення, як свідчить досвід, дають адекватну картину відображення електромагнітних процесів при несинусоїдальній формі напруги і струму електровоза [6-8].

Схема заміщення тягової мережі представлена у вигляді каскадного з'єднання чотириполюсників, які є елементарними ділянками довжиною 0,4 км [6]. Позначення на схемах тягової підстанції і тягової мережі (рис. 1, блоки 1 і 2):

$e_{ТП} = \sqrt{2}E_{ТП} \cdot \sin \omega t$ — напруга холостого ходу вторинної обмотки трансформатора тягової підстанції, де $E_{ТП}$ — діюче значення напруги;

$L_{ТП}, r_{ТП}$ — відповідно еквівалентна індуктивність і активний опір тягової підстанції, приведені до вторинної обмотки трансформатора;

$L_{км}, r_{км}, L'_{км}, r'_{км}$ — індуктивність і активний опір тягової мережі;

r_0, C_0 — активний опір і ємність кола «тягова мережа — земля»;

$u_{ТП}$ — напруга на шинах тягової підстанції;

$u_{км(n-1)}, u_{км(n)}, u_{с0}$ — напруги на ділянках тягової мережі;

$i_{ТП}, i_{км(n-1)}, i_{км(n)}, i'_{(n)}, i''_{(n)}, i_{0(n)}, i_{с0(n)}$ — відповідно струм тягової підстанції і струми ділянок тягової мережі;

n — номер елементарної ділянки тягової мережі.

Вторинна обмотка тягового трансформатора електровоза (рис. 1, блок 3) складається з двох однакових секцій $a1-2$ і $2-x1$ напругою 630 В. Активний тяговий перетворювач має шість ключів $K1-K6$. Кожний ключ складається з послідовно ввімкнених транзистора IGBT і діода. При закритому стані ключів $K1-K6$ коло випрямленого струму замикається на розрядний діод $VD0$, а струм в колі підтримується за рахунок енергії, запасеної в індуктивності. У схемі АТПр реалізовано двозонне регулювання випрямленої напруги.

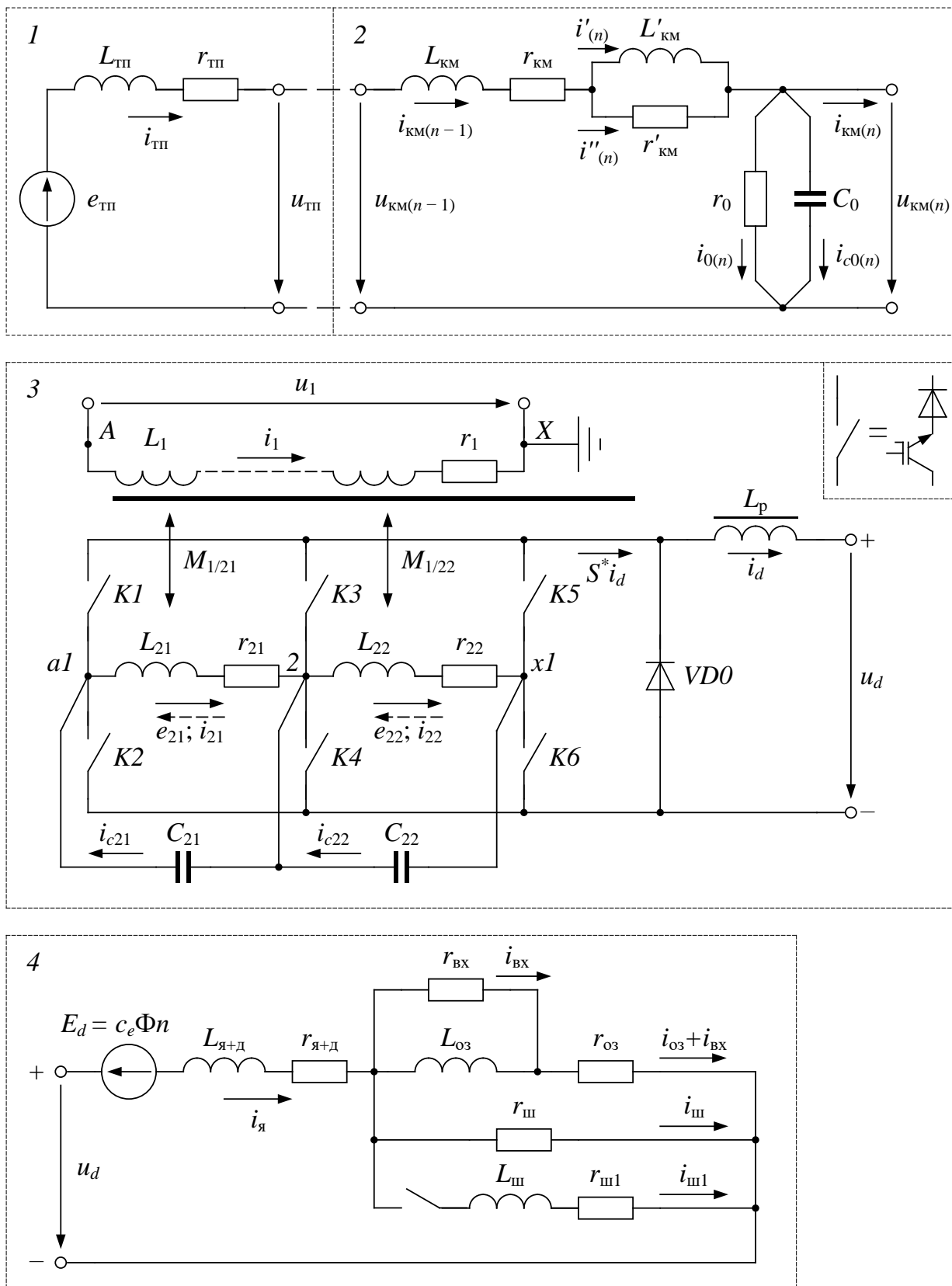


Рис. 1. Схема заміщення системи «тягова мережа — електровоз»:
 1 — тягова підстанція; 2 — тягова мережа; 3 — тяговий трансформатор і активний тяговий перетворювач; 4 — тяговий двигун

Позначення на схемі електровоза і АТПр (рис. 1, блок 3):

u_1, L_1, r_1, i_1 — напруга, індуктивність, активний опір і струм первинної обмотки А–Х тягового трансформатора;

e_{21}, e_{22} — е. р. с. секцій вторинної обмотки трансформатора;

$L_{21}, L_{22}, r_{21}, r_{22}$ — відповідно індуктивність і активний опір секцій вторинної обмотки трансформатора;

$M_{1/21}, M_{1/22}$ — взаємна індуктивність між первинною обмоткою та секціями вторинної обмотки;

C_{21}, C_{22} — ємність буферних конденсаторів;

L_p — індуктивність згладжувального реактора;

i_{21}, i_{22} — струми секцій вторинної обмотки трансформатора;

u_{c21}, u_{c22} — напруги на буферних конденсаторах;

i_{c21}, i_{c22} — струми буферних конденсаторів;

u_d, i_d — випрямлена напруга і струм тягового двигуна.

Позначення на схемі тягового двигуна (рис. 1, блок 4):

c_e — конструктивна стала тягового двигуна;

$\Phi = f(i_a)$ — магнітний потік тягового двигуна, Вб;

n — частота обертання якоря тягового двигуна, об/хв;

$L_{я+д}, L_{оз}, L_{ш}$ — відповідно індуктивності кола якоря і додаткових полюсів, обмотки збудження та індуктивного шунта, Гн;

$r_{я+д}, r_{оз}, r_{ш}, r_{ш1}$ — відповідно активні опори якоря, додаткових полюсів і компенсаційної обмотки, обмотки збудження, постійного та регульованого шунтуючих резисторів, Ом;

$i_a, i_{оз}, i_{ш}, i_{ш1}$ — відповідно струми якоря, обмотки збудження, шунтуючого резистора та індуктивного шунта, А;

$i_{вх}, r_{вх}$ — струм, А, і активний опір, Ом, кола вихрових струмів.

Відповідно до алгоритму управління на 1-й зоні АТПр отримує живлення від секції вторинної обмотки трансформатора 2–х1 напругою $u_2 = u_{22} = 630$ В. При $u_2 > 0$ відкриваються ключі К4 і К5, а при $u_2 < 0$ — ключі К3 і К6. Електромагнітні процеси в цьому випадку описуються системою рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} L_{21} \frac{di_{21}}{dt} + M_{1/21} \frac{di_{21}}{dt} + r_{21}i_{21} + u_{c21} = 0, \\ L_{22} \frac{di_{22}}{dt} + M_{1/22} \frac{di_{22}}{dt} + r_{22}i_{22} + u_{c22} = 0, \\ -S^* u_{c22} + L_{de} \frac{di_d}{dt} + r_{de}i_d + E_d = 0, \\ \frac{du_{c21}}{dt} = \frac{1}{i_{c21}} C_{21}, \\ \frac{du_{c22}}{dt} = \frac{1}{i_{c22}} C_{22}, \\ i_{21} - i_{22} - i_{c21} + i_{c22} + S^* i_d = 0, \\ i_{22} - i_{c22} - S^* i_d = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

$$S^* = \begin{cases} (s_4^* = 1) \wedge (s_5^* = 1) \rightarrow 1, \\ (s_3^* = 1) \wedge (s_6^* = 1) \rightarrow -1, \\ (s_4^* = 0) \wedge (s_5^* = 0) \wedge (s_3^* = 0) \wedge (s_6^* = 0) \rightarrow 0. \end{cases} \quad (2)$$

У формулах (1), (2) і далі позначено:

E_d , L_{de} , r_{de} — відповідно е. р. с., еквівалентні індуктивність і активний опір кола випрямленого струму;

S^* — комутаційна функція одиничної амплітуди, яка визначає стан транзисторів АТПр, дорівнює 0; 1 або -1;

s_k^* , де $k = 1 \dots 6$ — логічні функції розподілу імпульсів по транзисторах АТПр, дорівнюють 1 або 0.

У випадку широтно-імпульсної модуляції регулювання випрямленої

напруги на затискачах тягового двигуна здійснюється шляхом зміни тривалості провідного стану транзисторів із заданою тактовою частотою f_m .

На 2-й зоні регулювання АТПр вмикається на повну напругу вторинної обмотки трансформатора $a1-x1$ $u_2 = u_{21} + u_{22} = 1260$ В. При $u_2 > 0$ відкриваються ключі $K2$ і $K5$, а при $u_2 < 0$ — ключі $K1$ і $K6$. Електромагнітні процеси в АТПр описуються системою рівнянь

$$\left\{ \begin{aligned} L_{21} \frac{di_{22}}{dt} + M_{1/21} \frac{di_1}{dt} + r_{21}i_{21} + u_{c21} &= 0, \\ L_{22} \frac{di_{22}}{dt} + M_{1/22} \frac{di_1}{dt} + r_{22}i_{22} + u_{c22} &= 0, \\ -S^* (u_{c21} + u_{c22}) + L_{de} \frac{di_d}{dt} + r_{de}i_d + E_d &= 0, \\ \frac{du_{c21}}{dt} &= \frac{1}{C_{21}} i_{c21}, \\ \frac{du_{c22}}{dt} &= \frac{1}{C_{22}} i_{c22}, \\ i_{21} - i_{22} - i_{c21} + i_{c22} &= 0, \\ i_{22} - i_{c22} - S^* i_d &= 0. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

$$S^* = \begin{cases} (s_2^* = 1) \wedge (s_5^* = 1) \rightarrow 1, \\ (s_1^* = 1) \wedge (s_6^* = 1) \rightarrow -1, \\ (s_1^* = 0) \wedge (s_2^* = 0) \wedge (s_5^* = 0) \wedge (s_6^* = 0) \rightarrow 0. \end{cases} \quad (4)$$

Математичний опис алгоритму роботи системи управління АТПр зручно представити у вигляді логічних рівнянь. Для цього введемо кілька змінних:

1) змінні вибору зони регулювання z_j , які набувають значення 1 або 0 відповідно до зони регулювання; j — номер зони (1 або 2);

2) функції формування імпульсів s_{01}^* , s_{02}^* . При $s_{01}^* = 1$ система управління формує прямокутний імпульс у додатний півперіод напруги живлення ($u_1 > 0$), а при $s_{02}^* = 1$ — у від'ємний півперіод ($u_1 < 0$);

3) функції розподілу імпульсів s_k^* , де $k = 1 \dots 6$ — номер транзистора. При $s_k^* = 1$ на транзистор з номером k подається імпульс, при $s_k^* = 0$ транзистор закритий.

Логічні функції s_{01}^* , s_{02}^* визначаються залежно від алгоритму подачі імпульсів. Наприклад, для систем, побудованих з принципом порівняння модуляційного $\mu \times u_m$ (μ — коефіцієнт модуляції за амплітудою) і опорного $u_{оп}$ сигналів однополярної форми, ці функції можна знайти з таких співвідношень:

$$s_{01}^* = \begin{cases} (u_1 > 0) \wedge (u_1 - u_{1i} > 0) \rightarrow 1, \\ (u_1 > 0) \wedge (u_1 - u_{1i} \leq 0) \rightarrow 0; \end{cases} \quad (5)$$

$$s_{02}^* = \begin{cases} (u_1 < 0) \wedge (u_1 - u_{1i} > 0) \rightarrow 1, \\ (u_1 < 0) \wedge (u_1 - u_{1i} \leq 0) \rightarrow 0. \end{cases} \quad (6)$$

Логічні функції розподілу імпульсів s_k^* по транзисторах АТПр

$$\begin{cases} s_1^* = (z_2 = 1) \wedge (s_{02}^* = 1) \rightarrow 1, \\ s_2^* = (z_2 = 1) \wedge (s_{01}^* = 1) \rightarrow 1, \\ s_3^* = (z_1 = 1) \wedge (s_{02}^* = 1) \rightarrow 1, \\ s_4^* = (z_1 = 1) \wedge (s_{01}^* = 1) \rightarrow 1, \\ s_5^* = (z_1 = 1) \vee (z_2 = 1) \wedge (s_{01}^* = 1) \rightarrow 1, \\ s_6^* = (z_1 = 1) \vee (z_2 = 1) \wedge (s_{02}^* = 1) \rightarrow 1. \end{cases} \quad (7)$$

У даній роботі в якості алгоритму управління транзисторами розглядається однополярна широтно-імпульсна модуляція з прямокутно-ступінчастим модуляційним сигналом [15], частота ШІМ $f_m = 1200$ Гц.

Моделювання електровоза з АТПр проведено для такого випадку: тягова підстанція з трансформатором потужністю 40 МВ·А, напруга холостого ходу

$E_{тп} = 25$ кВ; контактна мережа ПБСМ1-95+2МФ-100, рейки Р-75, одна колія; ділянка контактної мережі довжиною 10 км (25 елементарних ділянок) має одностороннє живлення від тягової підстанції; на електровозі працює 8 тягових двигунів у режимі тяги.

Потужність тягового трансформатора ОНДЦЭ-4350/25 4,35 МВ·А. Параметри

тягової підстанції, контактної мережі, тягового трансформатора і тягового двигуна наведено в роботі [16]. У табл. 1 вказано параметри транзисторів, які застосовуються у схемі АТПр. Параметри розрядного діода: $r_T = 2,8 \cdot 10^{-4}$ Ом; $L_T = 0$;

$U_{FM} = 1,55$ В; $I_c = 0$; $R_s = 10$ Ом. Ємність буферних конденсаторів $C_{21} = C_{22} = 1600$ мкФ. Паралельно до кожного конденсатора підключено розрядний резистор опором 4800 Ом.

Таблиця 1

Параметри транзистора IGBT

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання	Величина
Диференціальний опір у ввімкненому стані	r_T	Ом	$2,75 \cdot 10^{-3}$
Індуктивність у ввімкненому стані	L_T	Гн	$0,1 \cdot 10^{-6}$
Зменшення напруги в прямому напрямку	U_{CE}	В	3,3
Час зменшення струму до рівня 0,1 від струму в момент вимикання	T_f	с	$1 \cdot 10^{-6}$
Час затягування	T_d	с	$2,5 \cdot 10^{-6}$
Початковий струм	I_c	А	0
Активний опір демпфуючого кола	R_s	Ом	30
Ємність демпфуючого кола	C_s	Ф	∞

Розроблена математична модель була реалізована в програмному пакеті MATLAB / Simulink з використанням бібліотеки SimPowerSystems.

Результати моделювання. Електромагнітні процеси в АТПр досліджувались при переході з 1-ї на 2-гу зону регулювання

при зміні швидкості руху поїзда з 25 км/год (1 зона) до 27 км/год (2 зона). Маса поїзда 2500 т. Коефіцієнти модуляції $\mu = 1,0$ (1 зона), $\mu = 0,55$ (2 зона). Осцилограми напруги і струму електровоза представлені на рис. 2. Результати моделювання наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Результати моделювання електровоза з АТПр

Параметр	Позначення, одиниця вимірювання	1 зона	2 зона
		$\mu = 1,0$	$\mu = 0,55$
Напруга на струмоприймачі	U_1 , кВ	24,94	24,98
Струм первинної обмотки тягового трансформатора	I_1 , А	75,91	105,83
Коефіцієнт потужності електровоза	K_M	0,972	0,975
Коефіцієнт спотворення синусоїдальності кривої напруги u_1	K_U , %	2,58	10,73
Коефіцієнт спотворення синусоїдальності кривої струму i_1	K_I , %	9,34	10,27
Коефіцієнт спотворення струму i_1	v_I	0,9957	0,9948
Випрямлена напруга	U_d , В	465	514
Струм тягового двигуна	I_d , А	737	940
Сила тяги електровоза	F_k , кН	367	508

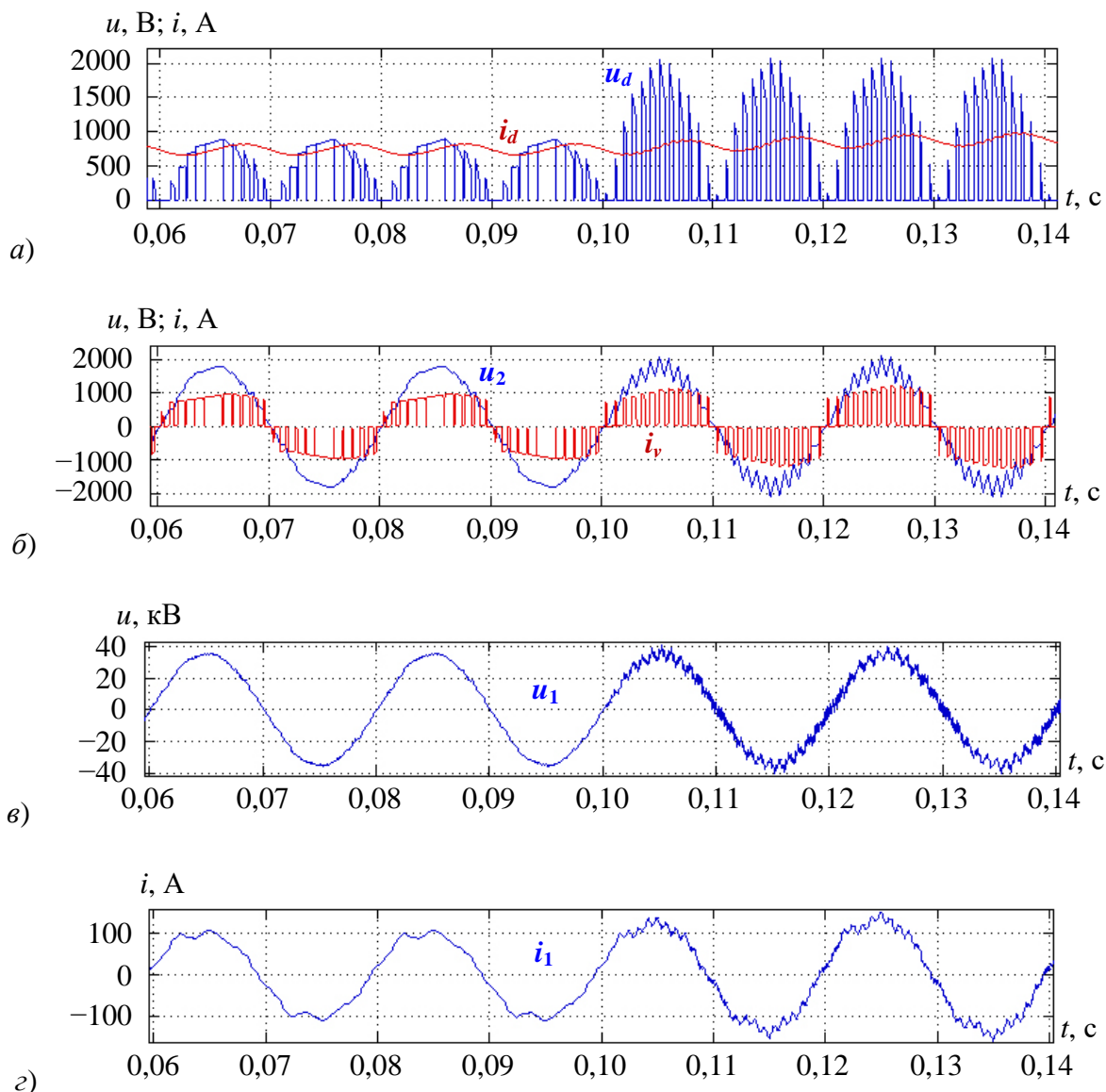


Рис. 2. Осцилограми напруги і струму електровоза з АТПр при переході з 1-ї зони на 2-гу зону: а — випрямлені напруга і струм (u_d, i_d); б — напруга вторинної обмотки тягового трансформатора u_2 і вхідний струм АТПр i_v ; в — напруга на струмоприймачі u_1 ; г — струм первинної обмотки тягового трансформатора i_1

На рис. 3 представлена залежність коефіцієнта потужності електровоза K_m від коефіцієнта модуляції μ , отримана за таких умов: швидкість руху поїзда $v = 3 \dots 52$ км/год, коефіцієнти модуляції $\mu = 0,3 \dots 1$ (1 зона) і $\mu = 0,55 \dots 1$ (2 зона).

Перехід з 1-ї на 2-гу зону регулювання відбувається в момент $t = 0,1$ с. При цьому амплітуда випрямленої напруги (рис. 2, а) збільшується приблизно у 2 рази,

оскільки напруга вторинної обмотки трансформатора зростає з 630 В до 1260 В. Випрямлена напруга u_d має імпульсну форму. Випрямлений струм i_d має пульсації з подвійною частотою мережі (100 Гц), їхня величина обмежена індуктивністю згладжувального реактора. Слід зазначити, що отримані осцилограми відповідають теоретичним уявленням про електромагнітні процеси в активних випрямлячах струму [11, 12].

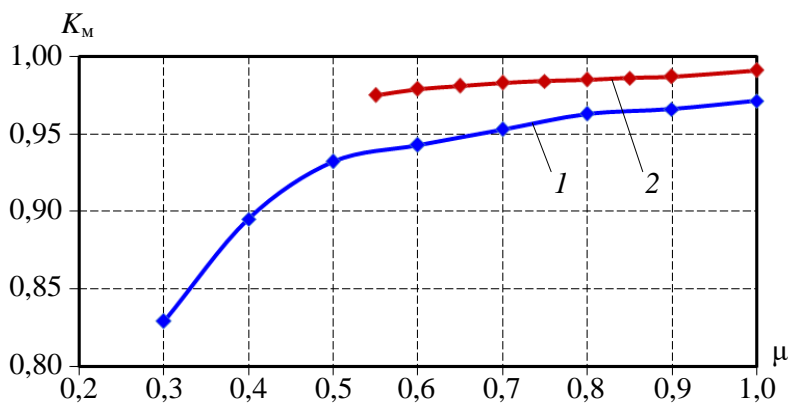


Рис. 3. Залежність коефіцієнта потужності АТПр від коефіцієнта модуляції:
1 — 1-ша зона; 2 — 2-га зона

На рис. 2, б осцилограму напруги u_2 на обох зонах знято з вторинної обмотки трансформатора $a1-x1$. Струм i_v , як і випрямлена напруга, має імпульсну форму. Оскільки на вході АТПр встановлено конденсатор, напруга u_2 є неперервною і має високочастотні пульсації.

При $\mu = 1$ напруга u_1 на струмоприймачі (рис. 2, в) практично синусоїдальна ($K_U = 2,58\%$). Струм первинної обмотки тягового трансформатора i_1 за формою наближається до синусоїди ($K_I = 9,34\%$) і має невеликий фазовий зсув у бік випередження напруги. Це пояснюється надлишковою реактивною потужністю конденсатора, яка може мати місце в режимах, відмінних від номінального.

При зменшенні коефіцієнта модуляції з $\mu = 1$ до $\mu = 0,55$ експерименти показали збільшення несинусоїдальності напруги і струму: $K_U = 10,73\%$, $K_I = 10,27\%$. Причиною цього є пульсації напруги u_2 при чергуванні імпульсів і пауз. Зменшити ці пульсації можна шляхом збільшення ємності буферних конденсаторів C_{21} , C_{22} або частоти ШІМ. Проте наслідком цього буде, з одного боку, збільшення реактивної потужності електровоза, а з іншого — зростання втрат енергії при перемиканні транзисторів. Тому компенсація вищих гармонік напруги і струму в АТПр як

регуляторі напруги є актуальним питанням і потребує подальшого дослідження.

Результати моделювання АТПр показали, що коефіцієнт потужності електровоза 2ЕЛ5 становить 0,83...0,99 в усьому діапазоні регулювання. Таким чином, АТПр з ШІМ, незважаючи на вказані вище проблеми, забезпечує менший рівень споживання реактивної потужності, ніж тиристорний перетворювач із зонно-фазовим регулюванням напруги.

Висновки. Розроблено математичну модель електровоза змінного струму з колекторними тяговими двигунами і активним тяговим перетворювачем з двозонним регулюванням випрямленої напруги. Запропонована модель є універсальною, оскільки вона забезпечує можливість моделювання різних алгоритмів управління транзисторами шляхом опису їхнього стану за допомогою комутаційних функцій.

Експериментальні дослідження АТПр були проведені для алгоритму широтно-імпульсної модуляції за прямокутно-ступінчастим законом, частота ШІМ 1200 Гц. Результати комп'ютерного моделювання показали свою відповідність теоретичним уявленням про електромагнітні процеси в активних перетворювачах. Отримані результати підтвердили високу енергетичну ефективність АТПр. Коефіцієнт потужності

електровоза становить 0,83...0,99 в усьому діапазоні регулювання. При подальших дослідженнях слід враховувати необхідність компенсації вищих гармонік напруги і струму. Практичний результат

підвищення коефіцієнта потужності електровоза полягає насамперед у зменшенні витрат електроенергії при виконанні роботи з перевезень пасажирів і вантажів на електрифікованих залізницях.

Список використаних джерел

1. Кулинич, Ю. М. Повышение энергетической эффективности пассивного компенсатора электровоза однофазно-постоянного тока [Текст] / Ю. М. Кулинич, В. К. Духовников // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2013. – № 1. – С. 44-50.
2. Шрамко, С. Г. Повышение эффективности эксплуатации электровозов переменного тока в режиме рекуперативного торможения [Текст] / С. Г. Шрамко // Вестник ИрГТУ. – 2016. – № 4 (111). – С. 192-199.
3. Босий, Д. О. Математичне моделювання електротягового навантаження в задачах вивчення електромагнітних процесів для систем електропостачання електричного транспорту змінного струму [Текст] / Д. О. Босий, В. Г. Сиченко // Технічна електродинаміка. – 2009. – Темат. вип. – Ч. 3. – С. 86-89.
4. Моделирование электромеханической системы электровоза с асинхронным тяговым двигателем [Текст] / Ю. А. Бахвалов, А. А. Зарифьян, В. Н. Кашников [и др.]; под ред. Е. М. Плохова. – М. : Транспорт, 2001. – 286 с.
5. Фошкина, Н. В. Применение компенсатора реактивной мощности на электровозе ЗЭС5К [Текст] / Н. В. Фошкина, В. М. Малышев, И. Л. Козловский // Вестник ВЭЛНИИ. – 2010. – № 2 (60). – С. 37-42.
6. Кулинич, Ю. М. Адаптивная система автоматического управления гибридного компенсатора реактивной мощности электровоза с плавным регулированием напряжения [Текст] : монография / Ю. М. Кулинич. – Хабаровск : ДВГУПС, 2001. – 153 с.
7. A method for improving the energy efficiency of an alternating current electric locomotive in the regenerative braking mode [Text] / E. V. Bunyaeva, V. G. Skorik, S. V. Vlas'evskii, D. S. Fokin // Russian Electrical Engineering. – 2016. – Vol. 87. – No. 2. – P. 73-76.
8. Яговкин, Д. А. Разработка математической модели выпрямительно-инверторного преобразователя на IGBT-транзисторах для электровоза переменного тока и его блока управления в режиме тяги [Текст] / Д. А. Яговкин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – № 3 (47). – С. 197-202.
9. Michalík, J. Active Elimination of Low-Frequency Harmonics of Traction Current-Source Active Rectifier [Text] / J. Michalík, J. Molnár, Z. Peroutka // Transactions on Electrical Engineering. – Vol. 1 (2012). – No. 1. – P. 30-35.
10. Michalík, J. Behavior of Active Current Source Rectifier under Critical Transient Conditions in Traction [Text] / J. Michalík, J. Molnár, Z. Peroutka // 15th International Power Electronics and Motion Control Conference, EPE-PEMC 2012 ECCE Europe. Novi Sad, Serbia, 2012. – 6 p.
11. Michalík, J. Single Phase Current-Source Active Rectifier for Traction: Control System Design and Practical Problems [Text] / J. Michalík, J. Molnár, Z. Peroutka // Advances in Electrical and Electronic Engineering. North America. – 5 Jun. 2011. – P. 86-89.
12. Шрейнер, Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты [Текст] / Р. Т. Шрейнер. – Екатеринбург : УРО РАН, 2000. – 654 с.
13. Чаплыгин, Е. Е. Инверторы напряжения и их спектральные модели [Текст] : учеб. пособие / Е. Е. Чаплыгин. – М. : Издательство МЭИ, 2003. – 64 с.

14. Янов, В. П. Оценка эффективности компенсатора реактивной мощности на электровозе 3ЭС5К [Текст] / В. П. Янов, П. Г. Колпахчян // Вестник ВЭЛНИИ. – 2009. – № 1 (57). – С. 23-32.

15. Стрижнев, А. Г. Синтез напряжений многократных равномерных ШИМ, созданных по ступенчатым функциям построения [Текст] / А. Г. Стрижнев, Г. В. Ледник // Энергетика: Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2010. – № 5. – С. 24-30.

16. Ягуп, В. Г. Математическое моделирование электропривода электровоза 2ЭЛ5 в режиме тяги [Текст] / В. Г. Ягуп, А. А. Краснов // 36. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп. – Харків : УкрДУЗТ, 2017. – Вип. 170. – С. 20-31.

Краснов Олексій Олександрович, провідний науковий співробітник науково-дослідного відділу «Інфраструктура залізниць та електрична тяга» Харківського відділення філії «ПВІЗТ» ПАТ «Укрзалізниця». Тел.: +38 (066) 330-83-46. E-mail: uzdlines@gmail.com.

Краснов Алексей Александрович, ведущий научный сотрудник научно-исследовательского отдела «Инфраструктура железных дорог и электрическая тяга» Харьковского отделения филиала «ПВИЗТ» ПАО «Укрзалізниця». Тел.: +38 (066) 330-83-46. E-mail: uzdlines@gmail.com.

Krasnov Oleksii, Leading Researcher, Kharkiv Department of Railway Transport Design and Survey Institute, JSC “UZ”. Tel.: +38 (066) 330-83-46. E-mail: uzdlines@gmail.com.

Статтю прийнято 12.09.2018 р.

УДК 625.143.482

ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОПЕРЕЧНИХ СИЛ У КРИВИХ, У ЗОНАХ НЕРІВНОСТЕЙ ЛАНОК КОЛІЇ

Д-р техн. наук О. М. Даренський, Ю. Л. Тулей («Південна залізниця»),
канд. техн. наук О. О. Овчинніков, асп. Я. С. Лейбук

ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ В КРИВЫХ, В ЗОНАХ НЕРОВНОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ ПУТИ

Д-р техн. наук А. Н. Даренский, Ю. Л. Тулей («Южная железная дорога»),
канд. техн. наук А. А. Овчинников, асп. Я. С. Лейбук

NUMERICAL INVESTIGATIONS OF DYNAMIC TRANSVERSE FORCES IN CURVES, IN THE ZONES OF RAILS VARIETIES

D. Sc. (Tech.) A. N. Darenskiy, Y. L. Tuley (“Southern Railway”),
PhD (Tech.) A. A. Ovchynnikov, Postgraduate student Y. S. Leibuk

DOI:<https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147716>

Метою роботи є виявлення числовими методами причин інтенсивного бічного зносу рейок та інших відмов колії в кривих малого радіуса. Дослідження проведені для найбільш масового типу рухомого складу – чотиривісних вантажних вагонів на візках ЦНДІ-ХЗ, перевезення яких складають 75-90 % вантажонапруженості ділянок колії. Таким чином, вплив саме таких вагонів і є основними причинами зазначених розладів. Для вирішення

поставленого завдання в роботі було проведено дослідження впливу на динамічні процеси взаємодії колії та рухомого складу показників плану колії.

Ключові слова: залізнична колія, криві, бічний знос рейки, числові дослідження.

Целью работы является выявление численными методами причин интенсивного бокового износа рельсов и других отказов пути в кривых малого радиуса. Исследования проведены для наиболее массового типа подвижного состава – четырехосных грузовых вагонов на тележках ЦНИИ–ХЗ, перевозки которых составляют 75-90 % грузонапряженности участков пути. Следовательно, воздействие именно таких вагонов и является основными причинами указанных расстройств. Для решения поставленной задачи в работе было проведено исследование влияния на динамические процессы взаимодействия пути и подвижного состава характеристик плана пути.

Ключевые слова: железнодорожный путь, кривые, боковой износ рельсов, численные исследования.

The purpose of the work is to identify, by numerical methods, the causes of intensive lateral wear of rails and other bounces of the track in curves of small radius. The research has been carried out for the most mass type of rolling stock of four-wheel freight cars on the carriages TsNII-Ch3, whose transportation is 75-90% of freight tight sections of the track. Consequently, the effect of such cars is the main causes of these disorders. In order to solve the problem in the work, the influence of the dynamic processes of the interaction of the track and the rolling stock on the following parameters of the road plan was studied: - the influence of the curves' radii, the outstanding accelerations and the width of the track; influence of local smooth and smooth inequalities of the track in terms of. In this work was to study the effect on the dynamic processes of interaction track and rolling stock the following characteristics of the way the plan: the effect of curve radius, outstanding acceleration and track width; the impact of local butt and smooth irregularities in terms of the way. The results of numerical studies. A mathematical model of the spatial dynamic system "crew-path" has been used to perform research. It is based on the design scheme of the path, in the form of beams of long rails, which are based on many elastic-dissipative-sleepers support with non-linear characteristics. This model is implemented in the program Mathcad system. Determined by the direction and lateral forces when driving on curved four-freight wagons 12-1000 model. Change settings such as the curves of the track radii, outstanding acceleration values, the value of the external elevation of rails and track width. Furthermore, it was examined the influence of faults such as unevenness in isolated smooth plane "corners" in the joints, and short isolated irregularities. The obtained data was determined total wear factor of the horizontal rail heads, allows for the impact on the path and the condition of the contacting wheel flanges and rails.

Keywords: railway track, curves, lateral rail wear, numerical research.

Вступ. Ділянки колії в кривих малого радіуса (менше 400 м) істотно відрізняються від інших ділянок значною кількістю технічних відмов, у тому числі бічним зносом головок рейок, розладами в плані і розширеннями рейкової колії. Незважаючи на те, що загальна протяжність кривих з радіусами менше 400 м становить близько 2,5 % загальної протяжності головних колій магістральних

залізниць України, вихід рейок через дефект 44 становить до 23 % загальної кількості вилучених рейок за рік.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основний діючий нормативний документ [2], відповідно до якого повинні виконуватися розрахунки колії на міцність і стійкість, базується на квазістатичному способі розрахунків на дію вертикальних сил. Вплив горизонтальних поперечних

сил, у тому числі в кривих, на величину нормальних напружень у крайках головки і підшви рейки враховується за допомогою поправкових коефіцієнтів, що залежать від типу рухомого складу і радіусів кривих. Визначення цих коефіцієнтів базується на методах розрахунку вписування рухомого складу в колові криві, основи якого були розроблені на початку ХХ ст. У таких розрахунках не враховувався той факт, що лінійна швидкість руху екіпажа і лінійна швидкість на поверхні бандажа обертового колеса різні. Ця різниця, як показав професор М. Ф. Веріго [3], дала помилку у визначенні кута вектора швидкості ковзання колеса по рейці до 63 %.

Навіть більше, у розрахунках за зазначеним методом не враховувалися сили інерції необресорених мас колісних пар і візків, які можуть перевершувати напрямні сили в кілька разів. У роботі [4] зроблена спроба урахування цих сил методами квазістатичного вписування в плавні ізольовані нерівності колії в плані в прямих ділянках колії, однак передбачалося, що гребені коліс не втрачають контакт з робочою гранню зовнішньої рейки нерівності. Тим часом у місцях деяких нерівностей гребені втрачають контакт з рейкою, потім ударом його відновлюють і збуджують горизонтальні поперечні коливання необресореної маси рухомого складу і рейкошпальної решітки.

Методи визначення горизонтальних поперечних сил у кривій отримали подальшого розвитку у роботах [3, 5, 9, 10, 12], у яких методами статистичної динаміки і теорії випадкових функцій визначалися вертикальні і горизонтальні поперечні сили взаємодії рухомого складу та колії. Однак в основу були покладені математичні моделі, у яких коливання екіпажа розкладено на дві незалежні групи – вертикальні і горизонтальні. Результати розрахунків об'єднувалися з використанням принципів суперпозиції. Колія розглядалася як балка, що лежить на суцільній пружній основі і має постійні по довжині масу, жорсткість і демпфування, прив'язані до нейтральної осі

рейки. Однак більш пізні дослідження [1] показали, що в деяких умовах експлуатації, наприклад у кривих малих радіусів, принцип суперпозиції не застосовують.

Слід підкреслити, що, на думку ряду авторів [6, 7, 11, 13], застосування розрахункових схем колії у вигляді балки на пружній основі було викликано обчислювальними труднощами за відсутності достатньо потужних обчислювальних засобів. Тим часом застосування такої схеми може давати суттєві похибки в розрахунках [1]. Наприклад, величина згинального моменту в рейках може бути на 12 % менше, ніж у реальних умовах.

З урахуванням викладеного, у роботі [1] представлена математична модель просторової динамічної системи «екіпаж-колія», в основу якої покладена розрахункова схема колії, у вигляді балок рейок великої довжини, які спираються на велику кількість пружно-дисипативних опор-шпал з нелінійними характеристиками. Крім того, принцип суперпозиції в динамічній підсистемі «екіпаж» не застосовувався. Математична модель реалізована в програмній системі Mathcad.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою роботи є виявлення числовими методами причин інтенсивного бічного зносу рейок та інших відмов колії в кривих малого радіуса. Дослідження проведено для найбільш масового типу рухомого складу – чотиривісних вантажних вагонів на візках ЦНДІ-ХЗ, перевезення яких складають 75-90 % вантажонапруженості ділянок колії. Отже, вплив саме таких вагонів і є основними причинами зазначених розладів.

Для вирішення поставленого завдання в роботі було проведено дослідження впливу на динамічні процеси взаємодії колії та рухомого складу таких показників плану колії:

- вплив радіусів кривих, непогашених прискорень і ширини колії;
- вплив локальних стикових і плавних нерівностей колії в плані.

Основна частина дослідження. У кривих малого радіуса через недостатню згинальну жорсткість стикових накладок практично повсюдно діють відступи у вигляді «кутів» у плані. Значення цих «кутів» знаходяться в межах від $0,2^0$ до 2^0 залежно від типу стикових накладок (чотири- або шестидіркові) і величини натягу стикових болтів [5].

Для виявлення впливу цих відступів були проведені числові дослідження при русі чотиривісного вантажного вагона по

кривій з радіусом 300 м. Величина непогашеного прискорення у всіх випадках була прийнята рівною $0,4 \text{ м/с}^2$, швидкість руху – $17,7 \text{ м/с}$ при величині підвищення зовнішньої рейки 100 мм і $20, 25 \text{ м/с}$ при підвищенні 150 мм. Величина кута в стикі приймалася рівною від $0,25^0$ до $2,0^0$, що дозволило виявити вплив цього параметра на процеси динаміки. Результати наведено в табл. 1. Приклад графіка змін горизонтальних поперечних бічних сил першої за ходом руху колісної пари – рис. 1, 2.

Таблиця 1

Екстремальні значення напрямних і бічних сил за наявності стикових нерівностей

Підрейкова основа	Швидкість руху, м/с	Підвищення зовнішньої рейки, мм	Кут у стикі, град	Значення поперечних сил, кН			Сумарний чинник зносу, кН рад
				Напрявні сили	Зовнішня рейка	Внутрішня рейка	
Дерев'яні шпали, скріплення ДО	17,7	100	0,25	15,5	20,1	-8,6	2,340
	17,7	100	0,5	25,5	29,5	-14,6	2,5703
	17,7	100	0,75	50,2	41,3	-16,6	3,4705
	17,7	100	1,5	64,3	65,4	-20,3	4,1704
	17,7	100	1,75	84,6	87,7	-27,3	5,4062
	17,7	100	2,0	106,6	120,2	-39,8	5,4067
	20,25	150	2,0	52,3	61,3	-26,2	4,167
Залізобетонні шпали Ш 1-1, СКД-Б	17,7	100	0,25	19,6	27,6	-9,2	2,750
	17,7	100	0,5	29,2	38,4	-16,5	2,985
	17,7	100	1,5	79,6	185,4	-24,5	5,112
	17,7	100	2,0	120,5	137,4	-41,5	6,65

Знак «-» у таблиці показує напрям дії сили – всередину кривої.

Дані таблиці показують, що збільшення кутів у стикі колії на дерев'яних шпалах за інших рівних умов викликає зростання поперечних сил і сумарного чинника зносу. При зміні кутів від $0,25^0$ до $2,0^0$ напрямні сили зростають у 6,87 разу, бічні – 5,98 разу, сумарного чинника зносу – у 2,37 разу.

Використання залізобетонних шпал зі скріпленням СКД65-Б викликає зростання

горизонтальних поперечних сил до 120 кН для напрямних і до 137 кН для горизонтальних поперечних сил. Сумарний чинник зносу рейок збільшується на 38 %. Взаємодія гребеня колеса з головкою рейки носить яскраво виражений ударний характер (рис. 1).

Таким чином, у стиках, навіть при шестидіркових накладках і високоміцних болтах, виникають кути $0,25^0$. За інших

умов значення цих кутів можуть досягати $2,0^{\circ}$. При швидкостях руху 60–70 км/год чинник зносу збільшується майже в 3 рази. Зменшити ці значення можна, зменшуючи

згинальну жорсткість стику. Корисно також зменшення горизонтальної поперечної жорсткості рейкових опор.

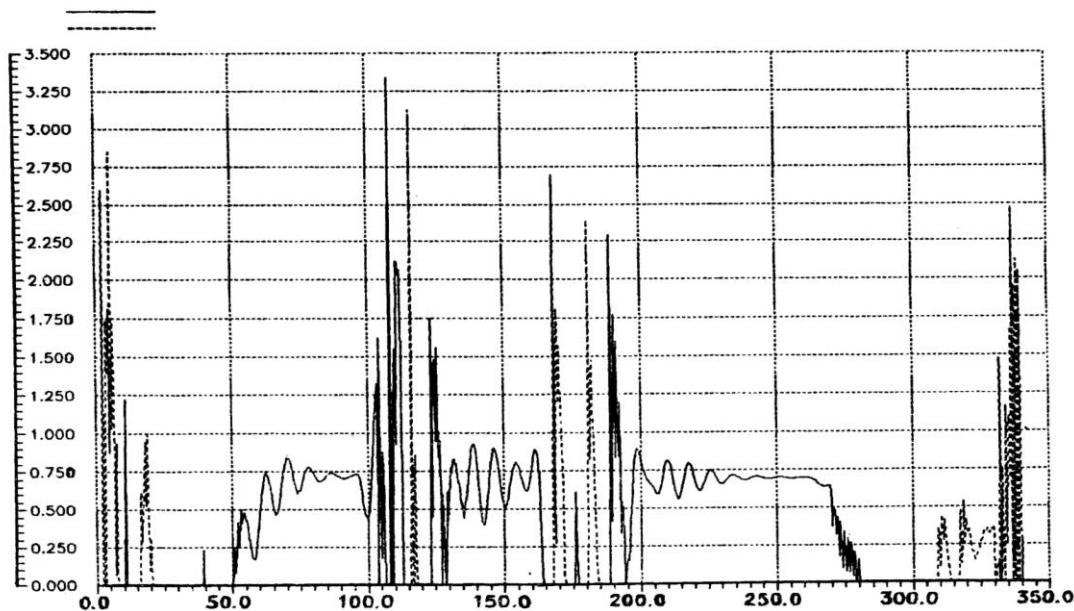


Рис. 1. Графік залежностей напрямних сил на першому за ходом руху колесі в зонах стикових нерівностей

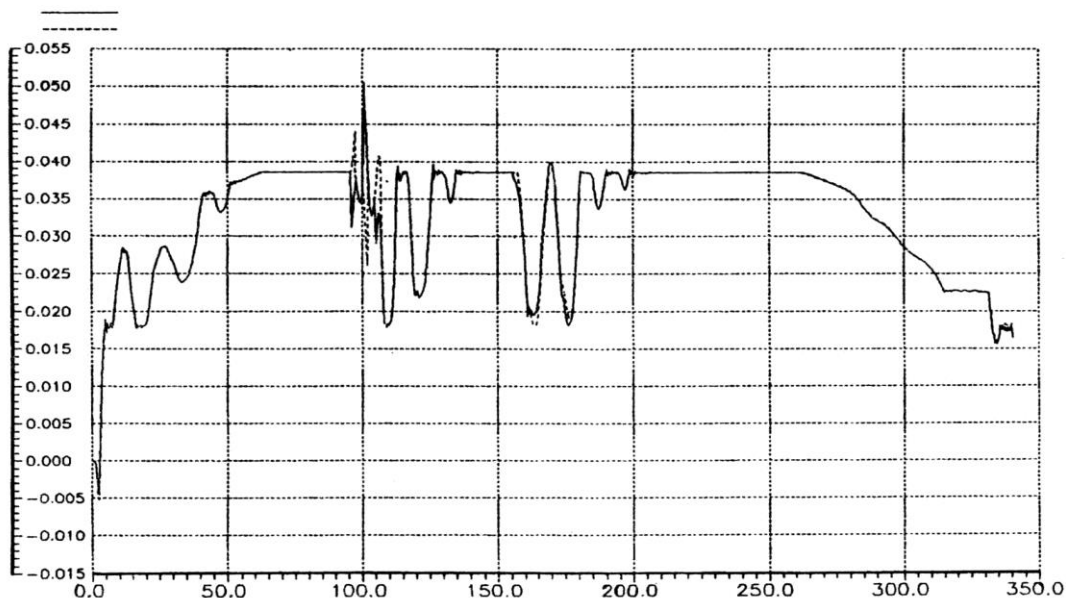


Рис. 2. Кути набігання першого за ходом руху колеса в зонах стикових нерівностей

Дослідження впливу плавних ізолюючих колій у плані проводилося з використанням моделей нерівностей, які були задані у формі зміщеної косинусоїди вигляду:

$$\eta(x) = \frac{a_{нер}}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L} \right), \quad (1)$$

де $a_{нер}$ – амплітуда нерівності, м;

L – загальна довжина, м;

x – відстань від початку нерівності до ординати $\eta(x)$.

Для нерівностей такого виду були проведені числові дослідження впливу

різних значень амплітуди (від 6 до 24 мм). Довжина нерівностей приймалася постійною – 20 м. Радіус кривої був прийнятий рівним 300 м, величина підвищення зовнішньої рейки – 110 мм, швидкість руху вагона – 20,3 м/с.

Крім того, для зіставлення результатів додатково був виконаний розрахунок для варіанта радіуса кривої 600 м. Швидкість руху в цьому випадку була прийнята рівною 27,7 м/с. Такий варіант був розглянутий тому, що в реальних умовах експлуатації в кривих з радіусами $R \geq 600$ м бічний знос дуже малий або відсутній. Результати наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Вплив плавних нерівностей на величину екстремальних сил

Підрейкова основа	Швидкість руху, м/с	Підвищення зовнішньої рейки, мм	Довжина нерівності, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальне значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний чинник зносу, кН · рад
					напрямних	бічних	
Дерев'яні шпали, скріплення ДО	20,3	110	20	6,7	26,2	40,9	0,5393
	20,3	110	20	12,0	47,4	60,3	2,1900
	20,3	110	20	16,7	87,5	92,7	3,1385
	20,3	110	20	23,3	117,9	121,4	4,7219
	27,7	110	20	16,7	34,5	39,4	3,945
Залізобетонні шпали, Ш 1-1, СКД65-Б	20,3	110	20	6,7	31,7	45,5	0,6475
	20,3	110	20	12,0	56,4	73,2	3,210
	20,3	110	20	16,7	96,3	116,4	4,510
	20,3	110	20	23,3	122,6	135,2	6,457

Дані табл. 2 показують, що нерівності колії в плані істотно збільшують кривизну рейок у плані. Це призводить до збільшення чинників зносу у 8,74 разу і появи ударних сил, значення яких може досягати 118-122 кН при дерев'яних шпалах і 123-135 кН при залізобетонних зі скріпленням СКД65-Б.

Окрім досліджень з визначення допустимих значень параметрів плавних ізолюючих нерівностей плану (табл. 2), були проведені дослідження для виявлення

найсприятливіших режимів руху вагонів по плавних ізолюючих нерівностях. Для цього проведено дослідження впливу величини непогашених прискорень на горизонтальні поперечні сили і сумарний чинник зносу при постійних значеннях довжини нерівності, її амплітуди і змінних непогашених прискореннях. Результати наведено в табл. 3. Для можливості зіставлення результатів ці розрахунки виконано тільки для дерев'яних шпал.

Таблиця 3

Вплив непогашених прискорень на величини горизонтальних поперечних сил і сумарний чинник зносу

Радіус кривої, м	Швидкість руху, м/с	Непогашені прискорення, м/с ²	Довжина нерівності, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальне значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний чинник зносу, кН · рад
					напрямних	бічних	
300	10,8	-0,25	10	15	24,7	26,3	9,616
300	14,4	0,05	10	15	25,3	29,05	9,381
300	17,5	0,4	10	15	30,7	38,2	2,482
300	20,0	0,7	10	15	73,5	93,5	5,277
300	20,0	0,7	20	23	29,3	30,90	1,8105
300	17,5	0,4	20	23	29,3	30,60	1,7128
300	16,1	0,22	20	23	20,7	24,89	0,3894
300	14,4	0,05	20	23	42,6	55,85	2,711
300	10,8	-0,25	20	23	30,8	62,76	4,078

У табл. 4 наведено результати досліджень параметрів при русі розрахункового вагона по коротких (1-2 м) ізольованих нерівностях у кривій радіусом 300 м.

При проведенні цих досліджень радіус кривої був прийнятий рівним 300 м, величина непогашеного прискорення 0,4 м/с², швидкість руху 17,5 м/с.

Таблиця 4

Вплив коротких ізольованих нерівностей на екстремальні значення горизонтальних поперечних сил і сумарний чинник зносу

Довжина нерівності, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальні значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний чинник зносу, кН · рад
		напрямні	бічні	
1,0	4	27,3	-9,38	9,616
2,0	4	12,23	-15,15	9,381
2,0	2	31,2	-12,74	2,482

На підставі результатів розрахунків можна зробити такі висновки. Чинником, який в основному визначає динамічні процеси руху екіпажа в кривих малих радіусів, які мають нерівності колії в плані, є радіус сумарної кривої

$$R_c = \frac{R_{кр} \cdot R_{нер}}{R_{кр} + R_{нер}}, \quad (2)$$

де $R_{кр}$ – радіус кривої, м;
 $R_{нер}$ – радіус нерівності, м.

Величину $R_{нер}$, якщо прийняти нерівність у плані, яка описується рівнянням (1), можна визначити як

$$R_{нер} = \frac{L^2}{2 \cdot a_{нер} \pi^2}. \quad (3)$$

Тут позначення ті самі.

Висновки. У результаті досліджень виявлено, що при загальній довжині нерівності 20 м з амплітудою 23,3 мм (нерівність 4 ступеня) її мінімальний радіус буде дорівнювати 217 м, а радіус сумарної кривої, якщо ці нерівності знаходяться в коловій кривій 300 м, складе 126 м. При русі вантажного вагона типу 18-1000 зі

швидкістю 70 км/год сумарне значення чинника бокового зносу зростає від значення 0,252 кН/рад (колії без нерівностей, табл. 1) до значень 17,219 кН·рад (табл. 2), тобто в 68,3 разу, при цьому в момент удару гребеня колеса об рейку значення напрямних сил будуть перевищувати 380 кН при дерев'яних і 425 кН при залізобетонних шпалах. При цьому для таких нерівностей обмеження швидкостей не встановлені. Дані табл. 3 показують, що динамічні впливи на колію з нерівностями плану залежать не тільки і не стільки від величини непогашеного прискорення, скільки від сили удару і кута набігання гребеня колеса на рейку.

Список використаних джерел

1. Даренський, О. М. Теоретичні та експериментальні дослідження роботи залізничних колій промислового транспорту [Текст] : монографія / О. М. Даренський. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – 204 с.
2. Даніленко, Е. І. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [Текст] / Е. І. Даніленко, В. В. Рибкін. – К. : Транспорт України, 2006. – 168 с.
3. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес [Текст] / М. Ф. Вериго. – М. : ПТКБ ЦП МПС, 1997. – 207 с.
4. Ершов, О. П. Динамическая оценка отступлений в содержании железнодорожного пути и дальнейшее ее совершенствование [Текст] / О. П. Ершов, Н. Ф. Митин. – М. : Транспорт, 1989. – 46 с.
5. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1986 – 599 с.
6. Першин, С. П. Вертикальные жесткости пути и его надежность [Текст] / С. П. Першин // Пути и путевое хозяйство. – 1996. – № 6. – С. 8-10.
7. Клименко, А. В. Расчет пути с учетом неровноупругости подрельсового основания [Текст] / А. В. Клименко // Путь и путевое хозяйство. – 2005. – № 6. – С. 34-35.
8. Капущенко, Н. И. Износ и сроки службы рельсов и колес подвижного состава [Текст] / Н. И. Капущенко, И. А. Котова // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпропетровськ : ДНУЗТ, 2003. – Вип. 2. – С. 41-46.
9. Herian, J. Modelling of structure and properties of pearlitic steel and abrasive wear of the turnout frog in the cyclic loading conditions [Text] / J. Herian, K. Aniolek // J. of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2011. – Vol. 49. – Iss. 1. – P. 71–81.
10. Baluch, H. Diagnostyka nawierzchni kolejowej [Text] / H. Baluch. – Warszawa : Wydawnictwa komunikacji i łączności, 1978. – 415 p.
11. Lichtberger, B. Track Compendium. Formation, Permanent Way, Maintenance, Economic [Text] / B. Lichtberger. – Hamburg : Eurailpress, 2005. – 634 p.
12. Effects of profile wear on wheel–rail contact conditions and dynamic interaction of vehicle and turnout [Text] / J. Xu, P. Wang, L. Wang, R. Chen [Text] // Advances in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 8, № 1. – P. 1–14. doi: 10.1177/168781401- 5623696.

13. Ahlf, R. Matching M/W practice to require use of track [Text] / R. Ahlf // J. RT & S (Railway Track & Structures). – New York, 2016. – Vol. 10. – P. 2–3.

Даренський Олександр Миколайович, д-р. техн. наук, професор, завідувач кафедри колії та колійного господарства УкрДУЗТ. Тел.: (095) 939-36-97. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua
Тулєй Юзеф Леонідович, заступник начальника філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця».
Овчинников Олександр Олександрович, канд. техн. наук, доцент кафедри колії та колійного господарства Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (098) 827-15-94.
E-mail: ovchynnikov@kart.edu.ua
Лейбук Ярослав Сергійович, аспірант кафедри колії та колійного господарства Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (093) 865-79-36. E-mail: leibuk@kart.edu.ua.

Даренский Александр Николаевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой путь и путевое хозяйство УкрГУЖТ. Тел.: (095) 939-36-97. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua
Тулєй Юзеф Леонідович, заместитель начальника филиала «Южная железная дорога» АО «Укрзалізниця».
Овчинников Александр Александрович, канд. техн. наук, доцент кафедры путь и путевое хозяйство Украинского государственного университета железнодорожного транспорта. E-mail: ovchynnikov@kart.edu.ua.
Лейбук Ярослав Сергеевич, аспирант кафедры путь и путевое хозяйство Украинского государственного университета железнодорожного транспорта. Тел.: (093) 865-79-36. E-mail: leibuk@kart.edu.ua.

Darenskiy Aleksandr, D. Sc. (Tech.), professor, Head of Department is a Track and Tracks Facilities, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (095) 939-36-97. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua
Yuzef Tuley, Deputy Head of Branch “Southern Railway” PAT “Ukrzaliznytsya”.
Ovchynnikov Aleksandr, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Track and Tracks Facilities, Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: ovchynnikov@kart.edu.ua.
Leibuk Yaroslav, postgraduate student, Department of Track and Tracks Facilities, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (093) 865-79-36. E-mail: leibuk@kart.edu.ua.

Статтю прийнято 14.09.2018 р.

УДК 656.256

EXPERIENCE GAINED DURING EXAMINATION OF ELECTROMAGNETIC COMPATIBILITY BETWEEN ROLLING STOCK AND AXLE COUNTERS

PhD (Tech.) Białoń Andrzej, m. sc. eng Adamski Dominik, Łukasz Zawadka

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ СУМІСНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ І ЛІЧІЛЬНИКІВ ОСЕЙ

Канд. техн. наук Białoń Andrzej, магістри Adamski Dominik, Łukasz Zawadka

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СОВМЕСТИМОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И СЧЕТЧИКОВ ОСЕЙ

Канд. техн. наук Białoń Andrzej, магистры Adamski Dominik, Łukasz Zawadka

DOI:<https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147732>

Axle counters are more and more often applied in train detection systems. The wheel sensor is a main part of each axle counter system. In parallel, more and more complex railway vehicles, especially traction ones, are a potential source of interferences influencing the operation of these train detection systems. It is the reason to verify the electromagnetic compatibility (EMC) between

the signalling equipment, particularly train detection systems and new vehicles in the process of obtaining the permission for their exploitation. The measurement of interfering magnetic fields generated by vehicles is one of tests to be carried out. For the simplification and unification purpose of the applied interference test methods the EN 50238 standard and TS 50238-3 technical specification were developed. The specification defines unified testing procedures. However, it is necessary to verify if it may replace different testing methods used in particular European states. It is the goal of the European research project financed from the TEN-T network resources. This project is part of the larger project of facilitation and speeding up the ERTMS system deployment. One of nine measurement campaigns planned in the frame of this project was conducted in Poland by Railway Research Institute.

Keywords: track vacancy detection, interoperability, railway transport, axle counters, magnetic fields.

Системи підрахунку осей призначені для експлуатації на залізничному транспорті, контролю вільності (зайнятості) ділянок колії на станціях і перегонах при різних видах тяги поїздів. Датчик коліс є основною частиною кожної системи лічильників осей і має стійкість до завад, які генерує рухомий склад, і потрібну чутливість для реєстрації проходження колісної пари, точність для неприйнятності обліку зайвих колісних пар. Для досягнення згаданих властивостей датчик обліку проходження колісних пар механічно закріплюється до рейки і забезпечується розділення його електричного кола й рейки. Зазначається особливість функціонування датчика, зокрема принцип придушення магнітного поля між передавачем і приймачем датчика віссю колісної пари. З появою нових видів рухомого складу з'являються проблеми, які пов'язані з виникненням джерел перешкод і впливають на роботу цих систем. Тому виникає необхідність у перевірці електромагнітної сумісності (ЕМС) між сигнальним обладнанням, зокрема системами виявлення поїздів, і новим рухомим складом, особливо в процесі отримання дозволу на його експлуатацію. Однією з цілей проведених досліджень є вимірювання і оцінювання магнітних полів, які виникають від рухомого складу. Для спрощення та уніфікації методів випробування перешкод були розроблені стандарт EN 50238 і технічна специфікація TS 50238-3. Специфікація визначає уніфіковані методи проведення випробувань. Тому необхідно визначити можливість застосування даних методів випробувань у конкретних експлуатаційних умовах залізничної інфраструктури більшості європейських країн. Це і є метою європейського дослідницького проекту, який фінансується з мережевих ресурсів TEN-T. Цей проект – частина більшого проекту розгортання системи ERTMS. Один з дев'яти етапів вимірювальних робіт, запланованих у рамках цього проекту, було проведено в Польщі Інститутом досліджень залізниць.

Ключові слова: лічильник осей, магнітне поле, інтероперабельність, залізничний транспорт, вимірювання.

Системы счёта осей предназначены для эксплуатации на железнодорожном транспорте, контроля свободности (занятости) участков пути на станциях и перегонах при любом виде тяги поездов. Датчик колес является основной частью каждой системы счетчиков осей. С появлением новых видов подвижного состава появляются проблемы, связанные с возникновением источников помех, влияющих на работу этих систем обнаружения поездов. Поэтому возникает необходимость в проверке электромагнитной совместимости (ЭМС) между сигнальным оборудованием, в частности системами обнаружения поездов, и новым подвижным составом, особенно в процессе получения разрешения на его эксплуатацию. Одной из целей проведенных исследований является измерение и оценка магнитных полей, которые возникают от подвижного состава. Для

упрощения и унификации применяемых методов испытания помех были разработаны стандарт EN 50238 и техническая спецификация TS 50238-3. Спецификация определяет унифицированные методы проведения испытаний. Поэтому необходимо определить возможность применения данных методов испытаний в конкретных эксплуатационных условиях железнодорожной инфраструктуры большинства европейских государств. Это является целью европейского исследовательского проекта, финансируемого из сетевых ресурсов TEN-T. Этот проект – часть более крупного проекта развертывания системы ERTMS.

Ключевые слова: счетчик осей, магнитное поле, интероперабельность, железнодорожный транспорт, измерение.

Introduction. One of the basic function performed by the railway signalling devices is track occupancy detection of the specified part of the railway network. It may be a section of main track, station track, junction or any other separated region which needs continuous occupancy detection in order to provide safe and uninterrupted rolling stock movement. In the past, this function was mostly realized by the various types of track circuits which primary operating principle is based on indicating electrical (galvanic) shunting of each rail with rolling stock axles. Therefore such devices are detecting track occupancy continuously along all track circuit area under condition of preserving proper electrical isolation between rails. In addition as a side effect of above mentioned method diagnostic of rail cracks rail is possible due to the fact that rail continuity is required for track circuits operation. If rail is cracked or broken then automatically track circuit indicates track occupancy permanently. However difficulties in the application of track circuits and need to maintain necessary technical parameters of track and roadbed contributed to the development of alternative methods for track occupancy detection so called axle counters systems.

Axle counters detect passing of a trains between two points of a track via wheel sensors that are installed on each end of a supervised section. Each time train passes over wheel sensor with the first axle counting process starts. The same process takes place in the second counting point and if two counts have the same values the track is indicated as unoccupied and clear for next train. Each

counting head consists of two independent wheel sensors therefore each device is able to detect speed and direction of a train. To improve the reliability axle counting systems are usually designed with redundancy that means at least two independent channels are used to generate information regarding track status.

The aim of the study. Nowadays European railways are more often increasing the number of axle counters systems installations in relation to track circuits devices. Railway infrastructure managers exchanged a lot of track circuits for the axle counter systems, especially on the main lines of fundamental importance for the whole transport system. This is directly linked with the issue of ensuring the proper safe and uninterrupted operation of axle counting systems that are resistant to the interferences generated from the rolling stock. Wheel sensors must comply with requirements for sensitivity in order to reliably detect wheel passage. Moreover this parameter has to be reduced at the same time to avoid undesirable influence of external interferences which can cause for example erroneous counting of redundant axis. Wheel sensor is mechanically attached to rail and its circuit is separated from it. However, the influence of interfering magnetic fields cannot be avoided, since the sensors operate on the principle of coupling or damping magnetic field between the transmitter and receiver of the sensor through the axis of the vehicle. Wheel sensors operate in frequency bands characteristic for a different types of axle counters. The current flowing in the rails with frequency of a sensor

or external magnetic field at this frequency will strongly affect the performance of a sensor. Magnetic field vector for currents in the rails has predictable direction, while the magnetic field vector has a direction depending on the location of interference source in relation to the wheel sensor. The impact of interference will be different for the sensor when there is no nearby axes and another when the axle will be located in the sensing area. Therefore interferences due to their origin can be divided into: currents flowing in the rails (return traction current and resonance currents in catenary), magnetic fields (fixed and variable) generated by elements of the rolling stock (eg rail brakes, eddy current brakes, electric traction motors, converters). Providing the required reliability of axle counting with usage of wheel sensors on acceptable susceptibility level determines need of elaborating electromagnetic field limits generated from a rolling stock. This issue is called EMC Electromagnetic Compatibility of railway vehicles with signalling trackside devices in that case axle counters. There are number of different types of axle counting systems around the Europe and many more of rolling stock that is usually prepared and allowed to operate in a wider area of the rail network, which results in considerable complexity of the compatibility problem. Determining acceptable levels of interference for each frequency band of operation of wheel sensor is a subject of the so-called process of frequency management and it has been defined in the technical specification TS 50238-3.

Validation of the measurement method according to TS 50238-3. Validation of measurement method regarding permitted magnetic fields levels generated from the rolling stock has been made in the scope of European project WP11. Measurement campaign was performed according TS 50238-3 in following countries: Austria, Belgium, Netherlands, France, Germany, Poland, Switzerland, Great Britain and Italy.

Research was conducted on the basis of pre-agreed programs on selected sections of railroads or special test tracks for all traction supply systems, i.e. For 1.5 kV and 3 kV DC and 15 kV and 25 kV AC. Each measurement campaign included: measurements of magnetic fields generated from rolling stock performed in consistent manner in accordance with the technical specifications TS 50238-3, measurements in accordance with applicable national test procedures of axle counter response in case of magnetic field limit exceedances, post processing of collected data in order to compare interferences levels with existing national limits.

Measurement campaign in Poland. Railway Research Institute was responsible for performing Polish measurement campaign and representation of the final results. In regard to abovementioned issues there was a need to set up test system for measuring magnetic field emissions generated by rolling stock. Railway Research Institute acquired all necessary components and build up complete measurement system that provides testing of both sides of vehicle at the same time. It was made according to the technical specification TS 50238-3 and the measurement is performed in three dimensions by specially designed antennas. The examination involves performing of a several test runs by the tested vehicle over the sensors and recording the levels of generated magnetic fields. In accordance to TS 50238-3 requirements measurement has to be conducted independently in three mutually perpendicular dimensions marked with letters: X, Y, Z. Location of each measurement direction is illustrated on Fig. 1.

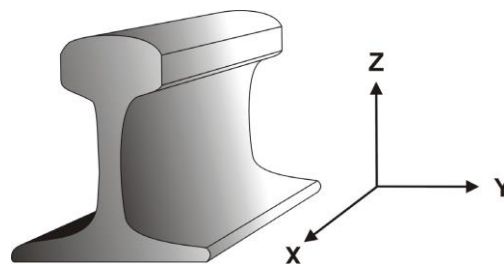


Fig. 1. Measurement directions

In all stages of the Polish campaign measurements were carried out simultaneously using two antennas mounted on the inner side of rails in order to measure maximum level of

disturbances generated from the examined rolling stock regardless of any asymmetry in the position of the interference source on the vehicle (Fig. 2).



Fig. 2. Two measurement antennas mounted to the rails

In the first phase of the project all participants elaborated measurement schedules. Polish campaign was planned to take place first on the Test Ring near Żmigród that belongs to Railway Research Institute and after that on a regular railway line with high density of train movement. The purpose of conducting measurements on the railway line in service was to examine as many types of vehicles as it was possible. Through measurements performed on the Test Ring personnel had opportunity to familiarize with new research equipment, test procedures and processing of collected data according to TS 50238-3. Realization of the measurements on the Test Ring also allowed to extend the range of examined vehicles. Second stage of Polish campaign was conducted on CMK line which is currently one and only line in Poland that allows trains to travel with a speed up to 200 km/h. Thus that fact there was possibility of performing measurements with a speed which was not possible to achieve on any other line in Poland. As it was mentioned before third stage was carried out on line with high density of railway traffic. Regarding project

assumptions it was the most important phase and therefore measurements duration was the longest and number of tested vehicles was the largest. Data acquired during all phases of Polish measurement campaign after digital processing led to some conclusions regarding inferences levels generated from variety of rolling stock on 3 kV railway lines. Accuracy of measuring method and measurement equipment was confirmed on the basis of final results. After examination of the same vehicle within few days of the measurements it was visible that results were very similar to each other every time. Visual presentation of measurement is something like a footprint of particular vehicle and it is a unique like human fingerprints.

Exemplary results of magnetic fields strength measurement are presented on Fig. 3, 4 and 5. Every time measurement was taking place it was automatically compared with the limit values set out in technical specifications for each of the directions. Measured data are marked with blue color, red color represents limit values for each of the three directions.

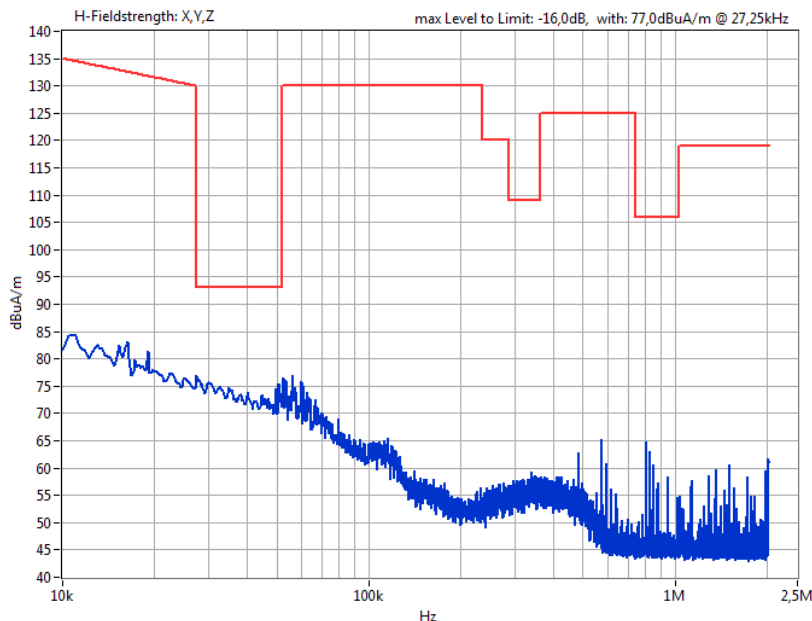


Fig. 3. Exemplary result of measurement in X direction

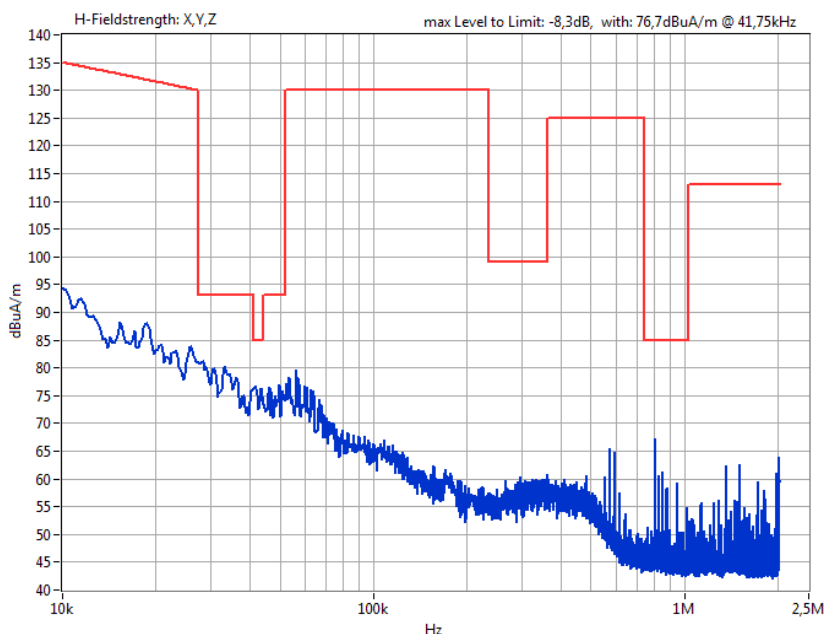


Fig. 4. Exemplary results of measurement in Y direction

Conclusions. Measurement method and used equipment provided repeatability of results on acceptable level what ensured reliability under condition of regular calibration of whole system according to procedures. Further conclusion concerning tests was that it is possible to distinguish some groups of vehicles regarding results types.

First of all electric traction vehicles equipped with electro-mechanical traction converters generated significantly less disturbances than the newer generation vehicles equipped with electronic converters. Interference generated by diesel locomotives, which were even smaller and mostly did not exceed disturbance of a background noise.

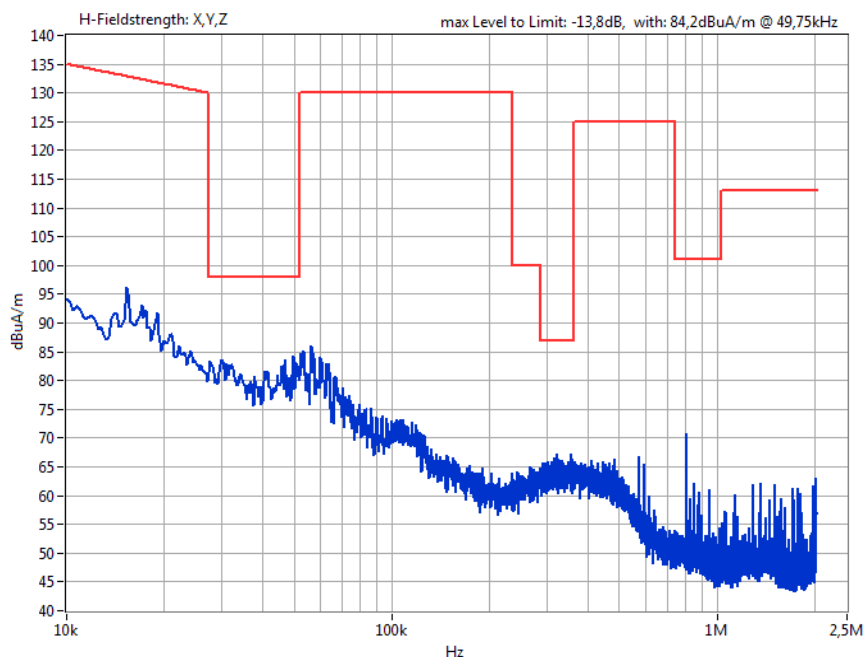


Fig. 5. Exemplary result of measurement in Z direction

Moreover it was noticed that the higher values of magnetic fields were observed in Y and Z directions. Experience gained so far also indicates that the magnetic fields strength exceedances emitted by rolling stock generally concern the measurement plane Y. This is due to the mutual influence of magnetic fields generated from rail currents and from rolling stock in this direction. Results gathered during campaign in all countries that participated in the project may contribute to elaboration of uniform European measurement method of disturbances from rolling stock. This step will give opportunity to eliminate all sources of exceeded interferences on the stage of approval tests. Facing the general trend of introducing axle counters on new railway lines

and replacing track circuits with them on modernized ones, the issue of testing the impact of magnetic fields on axle counters is essential and it should be carried out for the entire range of rolling stock that is operating on a rail network. Presented method of measuring magnetic field strength meets the requirements of the technical specifications of the TS 50238-3 and allows clear determination of whether the tested vehicle may affect the operation of the wheel sensors and consequently the axle counters. Such action would eliminate rolling stock that may affect the operation of axle counters, and thus will reduce disturbances in train movements allowing easier traffic management.

References

1. Białoń A., Adamski D., Pajka P., Badanie kompatybilności elektromagnetycznej taboru z urządzeniami wykrywania pociągu z uwzględnieniem normy EN 50238. Problemy Kolejnictwa, z.152., Warszawa 2011.
2. Określenie dopuszczalnych poziomów i parametrów zakłóceń dla urządzeń sterowania ruchem kolejowym. Praca IK 4430/10. Warszawa 2011.
3. CLC/TS 50238-3:2013 Railway applications - Compatibility between rolling stock and train detection systems – Part 3: Compatibility with axle counters, (Zastosowania kolejowe.

Kompatybilność pomiędzy taborem i urządzeniami wykrywania pociągu. Część 3: Kompatybilność z licznikami osi.) CENELEC, 2013.

4. Białoń A., Adamski D., Furman J., Kazimierczak A., Zawadka Ł., Problematyka odporności na zakłócenia czujników koła wykorzystywanych w urządzeniach srk, Konferencja TRANSCOMP, Zakopane 2014.

5. Białoń A., Furman J., Kazimierczak A., Zawadka Ł., Dopuszczalne parametry zakłóceń dla obwodów torowych stosowanych na PKP, Logistyka 6/2011.

Białoń Andrzej, канд. техн. наук, Институт залізниць, Польща. Tel. (+48) 22-47-31-453. E-mail: abialon@ikolej.pl.

Łukasz Zawadka, магiстр, Институт залізниць, Польща. Tel. (+48) 22-47-31-054. E-mail: lzawadka@ikolej.pl.

Dominik Adamski, магiстр, Институт залізниць, Польща. Tel. (+48) 22-47-31-054. E-mail: dadamski@ikolej.pl.

Białoń Andrzej, канд. техн. наук, Институт железных дорог, Польша. Tel. (+48) 22-47-31-453. E-mail: abialon@ikolej.pl.

Łukasz Zawadka, магiстр, Институт железных дорог, Польша. Tel. (+48) 22-47-31-054. E-mail: lzawadka@ikolej.pl.

Dominik Adamski, магiстр, Институт железных дорог, Польша. Tel. (+48) 22-47-31-054. E-mail: dadamski@ikolej.pl.

Białoń Andrzej, PhD (Tech.) Railway Institute Poland. Tel (+48) 22-47-31-453. E-mail: abialon@ikolej.pl.

Łukasz Zawadka, M.Sc., Eng Railway Institute Poland. Tel (+48) 22-47-31-054. E-mail: lzawadka@ikolej.pl.

Dominik Adamski, M.Sc., Eng Railway Institute Poland. Tel (+48) 22-47-31-054. E-mail: dadamski@ikolej.pl.

Статтю прийнято 08.10.2018 р.

УДК 625.143.5

ЗМІННІСТЬ ПРУЖНО-ЖОРСТКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОКОВОГО ВИГИНУ ТА КРУЧЕННЯ РЕЙКОВОЇ НИТКИ ЗАЛЕЖНО ВІД ВІДНОШЕННЯ КОЛІСНИХ НАВАНТАЖЕНЬ $P_{дин}/H_{дин}$

Д-р техн. наук Е. І. Даніленко, кандидати техн. наук В. М. Молчанов,
Т. П. Даніленко (ДУІТ)

ИЗМЕНЯЕМОСТЬ УПРУГО-ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БОКОВОГО ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ РЕЛЬСОВОЙ НИТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СООТНОШЕНИЯ КОЛЕСНЫХ НАГРУЗОК $P_{дин}/H_{дин}$

Д-р техн. наук Э. И. Даниленко, кандидаты техн. наук В. Н. Молчанов,
Т. П. Даниленко (ГУИТ)

THE VARIABILITY OF ELASTIC STIFFNESS CHARACTERISTICS OF THE RAIL THREADS SIDE BENDING AND TORSION DEPENDING ON THE CORRELATION OF ACTING WHEEL LOADS P_{dyn}/H_{dyn}

D. Sc. (Tech.) E. I. Danilenko, PhD (Tech.) V. M. Molchanov, T. P. Danilenko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147749>

Характеристики бокової пружності рейкових ниток і пружності рейкових ниток при крученні є найменш вивченими, особливо в умовах спільної дії на колію вертикальних і горизонтальних сил і крутного моменту.

Діюча методика інженерних розрахунків колії на міцність, як відомо, розглядає в якості основної діючої сили на рейку вертикальні динамічні сили від коліс рухомого складу. Вплив на роботу рейки горизонтальних динамічних сил безпосередньо не враховується, а враховується

тільки опосередковано через застосування так званих коефіцієнтів впливу, які в багатьох випадках не мають точного підтвердження для конкретних розрахункових випадків.

Метою статті є викладення результатів новітніх досліджень з визначення характеристик бокової пружності і кручення рейкових ниток залізничної колії з різними конструкціями рейкових скріплень при спільній дії на рейкові нитки вертикальних і горизонтальних сил. У роботі використано комплексний метод розв'язання задачі, який включає експериментальну та теоретичну частини.

У результаті виконаних досліджень отримано нові дані характеристик горизонтальної бокової пружності рейкових ниток для сучасних конструкцій залізничної колії на залізобетонних і дерев'яних шпалах з рейками Р65, UIC60, Р50 і Р43 зі скріпленнями типів КБ, КПП-5, КПП-1, Д0.

Ключові слова: пружність, жорсткість, рейкові нитки, вигин, кручення, вертикальні сили, бокові сили.

Характеристики боковой упругости рельсовых нитей и упругости рельсовых нитей при кручении являются наименее изученными, особенно в условиях совместного действия на колею вертикальных и горизонтальных сил и крутящего момента.

Действующая методика инженерных расчетов пути на прочность, как известно, рассматривает в качестве основной действующей силы на рельс вертикальные динамические силы от колес подвижного состава. Влияние на работу рельса горизонтальных динамических сил непосредственно не учитывается, а учитывается только косвенно через применение так называемых коэффициентов влияния, которые во многих случаях не имеют точного подтверждения для конкретных расчетных случаев.

Целью статьи является изложение результатов новейших исследований по определению характеристик боковой упругости и кручения рельсовых нитей железнодорожного пути с различными конструкциями рельсовых скреплений при совместном действии на рельсовые нити вертикальных и горизонтальных сил. В работе использован комплексный метод решения задачи, который включает экспериментальную и теоретическую части.

В результате выполненных исследований получены новые данные характеристик горизонтальной боковой упругости рельсовых нитей для современных конструкций железнодорожного пути на железобетонных и деревянных шпалах с рельсами Р65, UIC60, Р50 и Р43 со скреплениями типов КБ, КПП-5, КПП-1, Д0.

Ключевые слова: упругость, жесткость, рельсовые нити, изгиб, кручение, вертикальные силы, боковые силы.

Characteristics of lateral elasticity of rail threads and elasticity of rail threads at torsion are the least studied, especially in conditions of joint action on a track of vertical and horizontal forces and torque. However, to date, the reference technical literature provides a very wide range of results of these characteristics, especially in the plane of the lateral bending of the rail thread and its torsion.

The current method of engineering calculations of the path for strength, as is known, considers as the main acting force on the rail – the vertical dynamic forces from the wheels of the rolling stock, the effect on the rail of horizontal dynamic forces is not directly taken into account, but only indirectly through the use of so-called influence coefficients. However, in many cases, these coefficients do not have accurate confirmation for specific calculations, and thus, the current method of calculating the strength of the track does not allow to obtain sufficiently accurate results of deformations of rail threads under actual wheel loads, especially in complex conditions of the joint action on the rail vertical and horizontal dynamic forces.

The purpose of the article is to present the results of the latest research to determine the characteristics of the lateral elasticity and torsion of the rail track threads with different designs of rail fasteners under the joint action on the rail threads of vertical and horizontal forces. The paper uses a complex method of solving the problem, which includes experimental and theoretical parts.

As a result of the performed research, new data on the characteristics of the horizontal lateral elasticity of rail threads for modern railway track structures on reinforced concrete and wooden sleepers with rails R65, UIC60, R50 and R43 with fasteners of types KB, KPP-5, KPP-1, D0 were obtained.

Keywords: *elasticity, stiffness, rail threads, bending, torsion, vertical forces, horizontal forces.*

Вступ. Чинна на вітчизняних залізницях методика інженерних розрахунків колії на міцність [6], як відомо, розглядає в якості основної діючої сили на рейку вертикальні динамічні сили від коліс рухомого складу $R_{\text{дин}}$, при цьому вплив на роботу рейки горизонтальних динамічних сил $H_{\text{дин}}$ безпосередньо не враховується, а враховується тільки опосередковано через застосування так званих коефіцієнтів впливу. Однак у багатьох випадках дані коефіцієнти не мають точного підтвердження для фактично діючих на рейки динамічних сил, і, таким чином, діюча методика розрахунків колії на міцність не дозволяє отримувати достатньо точні результати деформацій рейкових ниток під фактичними колісними навантаженнями, особливо в складних умовах спільної дії на рейку вертикальних і горизонтальних динамічних сил $R_{\text{дин}}$ і $H_{\text{дин}}$.

Але при повній постановці аналітичного розв'язання задачі з розрахунку залізничної колії на міцність, де за мету береться визначення точних значень деформацій і напружень у головці і підшві рейок, необхідно з достатньою точністю враховувати дію на рейкову нитку всіх зовнішніх сил і при цьому спільно розглядати виникаючі в рейковій нитці деформації, а саме вертикальний і горизонтальний вигин рейкової нитки та її кручення. Деформації і напруження рейкових ниток при аналітичних розрахунках з достатньою точністю можна визначити тільки за умови знання характеристик просторової пружності

рейкових ниток, визначених також з достатньою точністю.

До характеристик просторової пружності рейкової нитки належать жорсткості у вертикальній і горизонтальній площині і жорсткість рейкової нитки при крученні, а також функціонально пов'язані з ними модулі пружності у вертикальній і горизонтальній площині (боковий і поздовжній) і модуль пружності при крученні. При цьому особливо важливим для проведення точних аналітичних розрахунків є знаходження правильних функціональних залежностей між діючими на рейкову нитку зовнішніми силами від коліс рухомого складу і виникаючими від них деформаціями і напруженнями в цій рейковій нитці, з урахуванням усіх характеристик просторової пружності рейкової нитки і особливостей конструктивного улаштування залізничної колії. Однак, як вже вказано, загальною особливістю всіх наведених у вітчизняній літературі характеристик жорсткості та пружності при боковому вигині та крученні рейкової нитки (для будь-яких конструкцій колії) є відсутність функціональної залежності вказаних характеристик від реально діючих на рейку динамічних вертикальних і горизонтальних сил $R_{\text{дин}}$ та $H_{\text{дин}}$.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивчення характеристик просторової пружності рейкових ниток необхідне для вирішення задач з розрахунку рейок на міцність у повній постановці, тобто при спільній дії на колію вертикальних і горизонтальних сил і

крутного моменту. Вивченням даних характеристик займалось багато вчених і дослідників протягом XIX–XX ст., у тому числі такі видатні вітчизняні вчені, як С. П. Тимошенко, О. П. Єршков, В. Г. Альбрехт, В. І. Ангелейко, Г. М. Шахуняц, В. Ф. Яковлев та ін.

Однак до теперішнього часу в довідковій технічній літературі надається дуже різноманітний спектр результатів даних характеристик, особливо в площині бокового вигину рейкової нитки та при її крученні. Причому наведені довідкові дані не враховують реальне відношення діючих на рейкову нитку вертикальних і горизонтальних сил $P_{дин}/H_{дин}$ і, як правило, стосуються аналізу застарілих конструкцій верхньої будови колії, що застосовувались на вітчизняних залізницях 40–50 років тому [1, 2, 3, 4, 5].

Необхідно також вказати, що загальною особливістю всіх наведених у вітчизняній літературі даних щодо жорсткості та пружності при боковому вигині та крученні рейкової нитки (для будь-яких конструкцій колії) є відсутність встановлення функціональної залежності вказаних характеристик від реально діючих на рейку динамічних вертикальних і горизонтальних сил $P_{дин}$ та $H_{дин}$.

Практично відсутні дані щодо встановлення функціональних залежностей характеристик просторової жорсткості рейкових ниток у функції від відношення

діючих на рейку сил $P_{дин}/H_{дин}$ у сучасних закордонних і вітчизняних дослідженнях кінця XX-го, початку XXI-го ст. [13, 15, 16, 17].

Визначення мети та завдання досліджень. Метою даної статті є вирішення завдань визначення характеристик жорсткості і пружності рейкових ниток при боковому вигині і крученні під час спільної дії на рейку вертикальних і горизонтальних бокових колісних навантажень, а також функціональної залежності вказаних характеристик від діючих на рейки динамічних сил $P_{дин}$ і $H_{дин}$. Крім того, до основних завдань дослідження віднесено встановлення конкретних функціональних залежностей характеристик жорсткості та пружності рейкових ниток від спільно діючих вертикальних і горизонтальних поперечних сил при боковому вигині та крученні.

Основна частина. Нашими сучасними експериментальними і теоретичними дослідженнями 2012–2016 рр. [7, 8, 9] встановлено фактичне існування безпосередньої функціональної залежності реальних значень жорсткості та модуля пружності рейкової нитки при боковому вигині та крученні від діючих на рейку вертикальних і горизонтальних колісних навантажень, крім того, встановлено, що саме ця залежність має реальний вплив на змінність характеристик жорсткості та пружності рейкових ниток залежно від відношення $P_{дин}/H_{дин}$

$$\beta_y^{(T)} = f_1\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right); \beta_\varphi^{(T)} = f_2\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right); U_y^{(T)} = f_3\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right); U_\varphi^{(T)} = f_4\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right).$$

Вказані дослідження були виконані на Південно-Західній залізниці на прикладі випробовувань різноманітних конструкцій залізничної колії на залізобетонних і дерев'яних шпалах з сучасними конструкціями вітчизняних скріплень безпідкладкового та підкладкового типів (КБ, КПП-5, КПП-1, Д0).

Поставлене завдання вирішено у два етапи.

1. Розв'язання задачі бокового вигину рейкової нитки від спільної дії бокових і вертикальних сил з урахуванням сил тертя по підшві рейки та опору рейкових скріплень.

Докладно результати розв'язання даної задачі для рейкових ниток на

залізобетонних і дерев'яних шпалах викладено в наукових роботах [7, 9, 10]. Наведемо тут основні теоретичні аспекти.

Розрахункова схема для розв'язання задачі бокового вигину рейкової нитки з

урахуванням сил тертя по підшві рейки при спільній дії на рейку вертикальної і горизонтальної сил приймається за рис. 1.

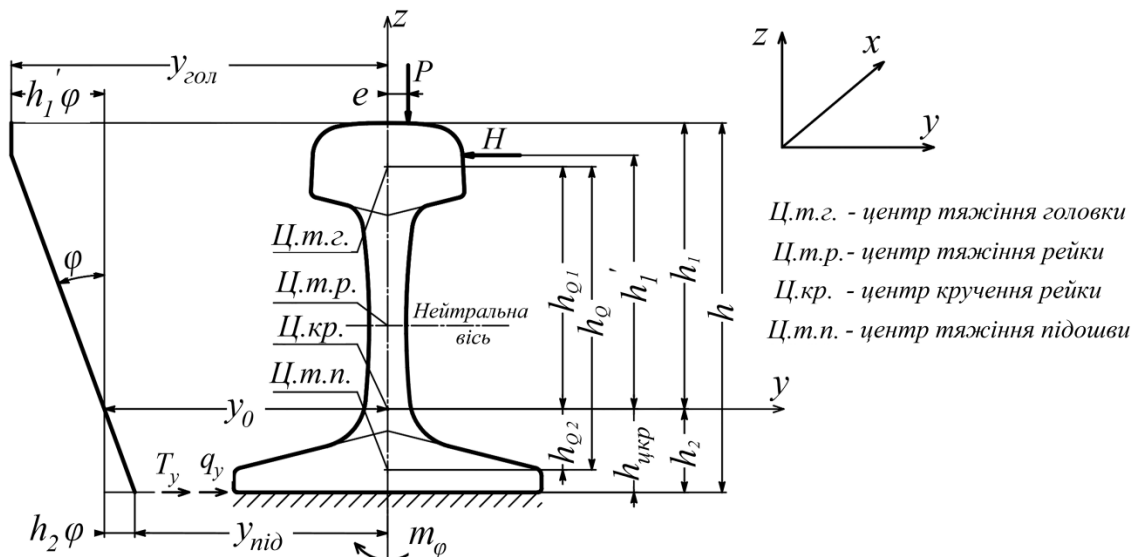


Рис. 1. Схема дії сил на розрахунковий переріз рейкової нитки при горизонтальному вигині та крученні

При цьому для статичної задачі приймається, що сили P та H розглядаються як статичні зосереджені сили, які прикладені в одному поперечному перерізі, перпендикулярному до поздовжньої осі рейки.

Для розрахункової схеми на рис. 1 рівняння рівноваги рейкової нитки в горизонтальній поперечній площині має вигляд

$$\Sigma q_y + \Sigma T_y = H, \quad (1)$$

де q_y – реактивний боковий опір підшви рейки в перерізі прикладення сили H ;

Σq_y – сумарний реактивний опір по всій довжині бокової деформації підшви;

T_y – реактивна складова сил тертя по підшві рейки в перерізі прикладення сили H ;

ΣT_y – сумарна реакція сил тертя по всій довжині поперечної (бокової) деформації підшви.

Реакції q_y і T_y визначаються за формулами

$$q_y = U_y(y - \phi h_2), \quad (2)$$

$$T_y = U_z \cdot z \cdot f, \quad (3)$$

де U_y – модуль пружності підрейкової основи при горизонтальному поперечному вигині рейкової нитки від дії тільки бокової горизонтальної сили (без урахування дії вертикальних сил і сил тертя по підшві рейки);

y – горизонтальний прогин рейки в перерізі прикладеної сили H (тут приймається переміщення центра бокового вигину рейки);

U_z – модуль пружності підрейкової основи при вертикальному вигині рейкової нитки;

z – вертикальний прогин рейки в перерізі прикладення сили;

f – коефіцієнт тертя по підшві рейки.

Для узагальнення дії всіх сил по довжині поперечної (бокової) деформації рейки слід переписати рівняння (1) в інтегральній формі:

$$\int_{-x_y}^{+x_y} U_y (y - \varphi h_2) dx + \int_{-x_z}^{+x_z} U_z \cdot z \cdot f \cdot dx = H \cdot (4)$$

І далі необхідно розв'язувати рівняння (4) відносно шуканої величини

модуля пружності рейкової нитки U_y в поперечній (боковій) площині.

Тут $\pm x_y$ – межі інтегрування при горизонтальному боковому вигині.

Переходячи далі до розгляду рейкової нитки як балки на пружній основі, О. П. Єршковим прийнята така розрахункова схема (рис. 2), де розглядається просторовий вигин рейкової нитки при спільній дії вертикального P і горизонтального (бокового) навантаження H .

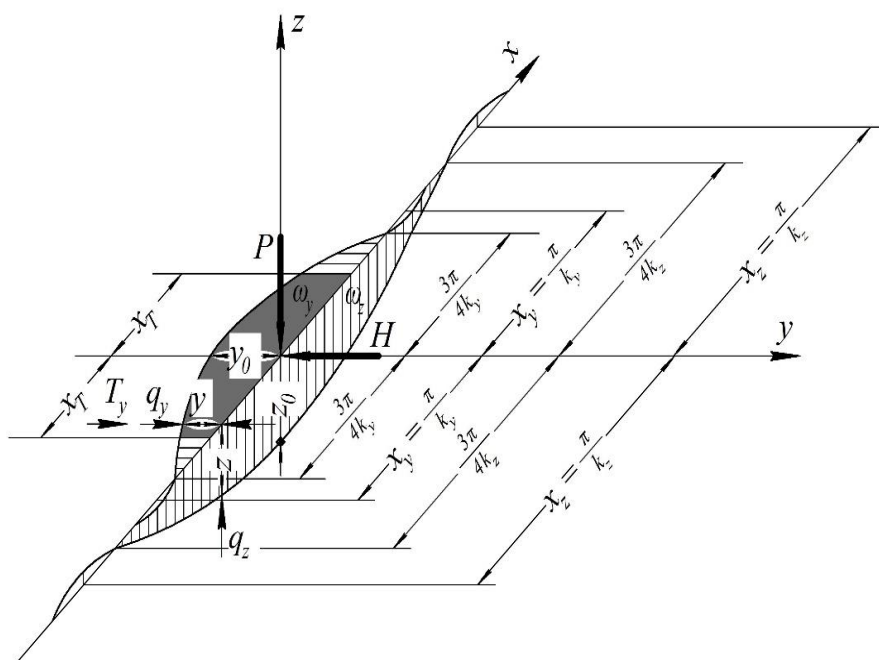


Рис. 2. Схема просторового вигину рейкової нитки при спільній дії вертикального і горизонтального (бокового) навантаження

На рис. 2 показані епюри прогинів у вертикальній площині (z_i) і в боковій площині (y_i) по всій довжині рейки, а також (темним кольором) показана ділянка хвилі тертя по підшві рейки, що розповсюджується на довжину півхвилі тертя (X_T) в обидва боки від точки прикладення сил P і H .

Прийнявши за основу встановлене експериментально співвідношення між горизонтальними боковими прогинами головки і підшви рейки y/z та існуючі за геометричними параметрами співвідношення між кутом повороту осі

рейки φ і боковими прогинами головки і підшви (див. рис. 1), а також визначивши відношення між ординатами епюри прогинів η_z/η_y відповідно до розрахункової схеми на рис. 2 у межах хвилі тертя від ($-X_T$) до ($+X_T$), у кінцевому результаті О. П. Єршков отримав такий вираз для визначення шуканої величини модуля пружності рейкової нитки при боковому вигині:

$$U_y^{(T)} = U_y \frac{\frac{H}{P}}{\frac{H}{P} - f_1 \cdot a} \cdot (5)$$

$$U_y^{(T)} = U_y^{(T)0} \frac{\frac{H_{дин}}{P_{дин}}}{\frac{H_{дин}}{P_{дин}} - f_1 \cdot a} \quad (6)$$

Тобто О. П. Єршковим була отримана формула, що встановлює зв'язок між модулем поперечної пружності $U_y^{(T)}$ за наявності спільної дії горизонтальної і вертикальної сил ($H \neq 0, P \neq 0$) (з урахуванням сил тертя по підшві рейки) і модулем пружності U_y тієї самої рейкової нитки (при дії лише горизонтальної сили ($H \neq 0$) без вертикальної сили ($P=0$)). Формула (5) отримала достатню відомість і стала широко використовуватись, починаючи з 1960-1970 рр. при розрахунках верхньої будови колії на міцність, у дещо модернізованому вигляді, наприклад як формула (6), що наведена в «Довіднику інженера-колієника», виданому в 1972 р.

У формулах (2) і (3) прийнято:

f_1 – коефіцієнт тертя по підшві рейки при горизонтальному вигині;

a – коефіцієнт, що показує співвідношення площ епюр горизонтальних прогинів рейкової нитки за наявності сил тертя по підшві рейки і за їх відсутності (О. П. Єршковим для існуючих на той час натурних конструкцій колії значення цього коефіцієнта рекомендовано приймати постійним і рівним $a=0,9$);

$H_{дин}, P_{дин}$ – динамічні горизонтальна і вертикальна сили.

Основною заслугою методу О. П. Єршкова є урахування сил тертя між рейкою та підрейковою основою при розв'язанні задачі бокового вигину та кручення рейкової нитки, що є суттєвим удосконаленням теорії розрахунків рейкової нитки, яка була закладена С. П. Тимошенко у роботах [11, 12].

Однак, як показали наші дослідження, формули (2) і (3) не є коректними і потребують коригування як у

частині визначення модулів пружності $U_y^{(T)}$ і U_y , так і в частині коефіцієнтів a і f_1 . Перш за все величину модуля пружності U_y (при дії на рейку тільки горизонтальної сили H і за відсутності дії вертикальної сили P) не можна визначати згідно з існуючою звичайною методикою, що наведена в роботах О.П. Єршкова [1, 2], а також у пізніших наукових роботах інших авторів, наприклад [13] та ін.

Тобто є неправильним застосування відомої формули для визначення U_y

$$U_y = \frac{1}{\sqrt[3]{64 \cdot EI_{зоп}}} \cdot (\beta_y^{нід})^{4/3} \quad (7)$$

Справа в тому, що при розрахунках бокового модуля U_y в дослідженнях зазвичай використовуються експериментальні дані жорсткості рейкових ниток по головці $\beta_y^{зол}$ і підшві рейки $\beta_y^{нід}$. Однак їх не можна без коригування застосовувати для визначення залежності модуля пружності підрейкової основи від $U_y = f(\beta_y)$ залежно від жорсткості.

При боковому вигині рейки правильно розраховувати горизонтальний боковий модуль пружності рейкової нитки відносно центра вигину рейки в боковій площині, який для рейки співпадає з центром кручення, але не співпадає з центром тяжіння (на відміну від вертикального вигину).

Тому слід коригувати жорсткість рейкової нитки відносно центра бокового вигину і визначати фактичний боковий модуль пружності також відносно центра бокового вигину рейкової нитки та з урахуванням сил тертя по підшві рейки.

Розрахункова формула для визначення фактичного бокового модуля пружності рейкової нитки з урахуванням сил тертя по підшві при дії тільки горизонтальної бокової сили H , але за відсутності вертикальної сили P , повинна мати такий вигляд:

$$U_y^{(T)^o} = (K_y^{(T)^o})^4 \cdot 4EI_{zop}, \quad (8)$$

де $K_y^{(T)^o}$ – коефіцієнт відносної жорсткості основи та рейки (з урахуванням сил тертя по підшві рейки),

$$K_y^{(T)^o} = \sqrt{\frac{H}{8EI_{zop} \cdot y_0^{н.зг.}}}, \quad (9)$$

де y_0 – ордината переміщення центра бокового вигину рейки при дії горизонтальної сили H , прикладеної до головки (за відсутності вертикальної сили P);

EI_{zop} – жорсткість рейки в горизонтальній (боковій) площині.

Це перша необхідна частина коригування формул (5) і (6), яка стосується визначення модуля пружності $U_y^{(T)^o}$.

Друга необхідна частина коригування полягає в необхідності більш точного визначення коефіцієнтів a і f_1 при розрахунках фактичного модуля бокової пружності рейкової нитки $U_y^{(T)}$ за наявності спільної дії на рейку горизонтальної і вертикальної сил ($H \neq 0, P \neq 0$).

На відміну від прийнятої О. П. Єршковим величини коефіцієнта $a = const = 0.9$, у наших сучасних досліджен-

нях 2012-2016 рр. встановлено, що величина коефіцієнта a не є постійною, а, навпаки, суттєво змінюється залежно від конструкції підрейкової основи, рейкових скріплень, відношення вертикальної і горизонтальної сил P/H і довжини ділянки x_T – пружної півхвилі тертя по підшві рейки при горизонтальному вигині рейки в умовах спільної дії сил P і H , тобто $a = f(k_z, P/H, x_T)$.

За нашими розрахунками, аналітичний вираз залежності коефіцієнта a у функції від коефіцієнта відносної жорсткості рейкової нитки у вертикальній площині k_z , а також у функції від горизонтальної жорсткості, що виражено у відношенні P/H і довжині пружної півхвилі тертя x_T по підшві рейки при горизонтальному зміщенні, має вигляд

$$a = \frac{e^{-k_z \cdot x_T} \cdot \cos k_z \cdot x_T - 1}{e^{-\pi} \cdot \cos \pi - 1}. \quad (10)$$

Графік залежності a і x_T у функції від P/H має вигляд, що приведений на рис. 3, де для прикладу наведено графік $a = f(P/H)$ $x_T = f(P/H)$ для конструкції ВБК із такими елементами: рейка – Р65, шпали – залізобетонні, епюра шпал 1840 шт./км, тип скріплень – КБ.

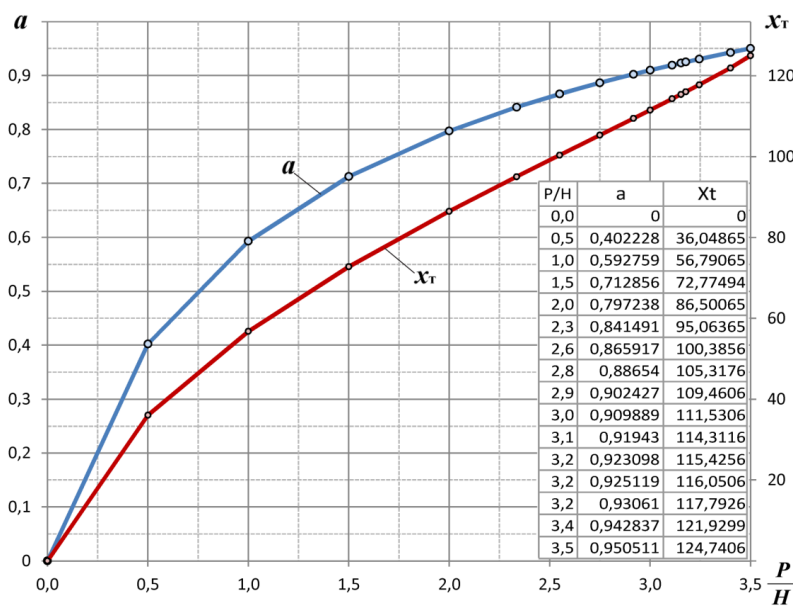


Рис. 3. Графік залежності a і x_T у функції від P/H

Для сучасних конструкцій верхньої будови колії коефіцієнт a може змінюватись у межах від $a_{\min} = 0$ до $a_{\max} = 1,00$ і не може бути $a > 1,00$, оскільки епюра сил тертя може існувати тільки в межах довжини хвилі x_T горизонтального поперечного вигину рейки (див. рис. 2). При цьому при $a_{\min} = 0$, що відповідає $P=0$, буде мати місце рівність $U_y^{(T)} = U_y^{(T)0}$. Отриманий у наших дослідженнях результат повністю відповідає математичній логіці прийнятих до розгляду фізичних характеристик. Навпаки, в існуючому трактуванні рішення О. П. Єршкова [1, 2] при $P=0$ і $a \neq 0$ формули (2) і (3) не відповідають математичній логіці.

Довжини півхвилі тертя по підосві рейки x_T , наприклад для рейок Р65 при скріпленнях КБ на залізобетонних шпалах, можуть змінюватись від $x_T^{\min} = 0$ (при $P_{\min} = 0$) до $x_T^{\max} = 100 - 125$ см (при $P_{\max}/H_{\max} = 2,6 - 3,5$) для різних конструкцій верхньої будови колії при різних скріпленнях. (Нагадаємо, що в рішеннях О. П. Єршкова [1, 2] було рекомендовано для всіх випадків приймати $x_T^{\max} = 120$ см для конструкцій верхньої будови колії на дерев'яних шпалах з рейками типу Р43 та Р50.)

Коефіцієнт тертя по підосві рейки О. П. Єршковим було прийнято постійним $f_1 = 0,15$ для скріплень типу Д0 на дерев'яних шпалах. Насправді коефіцієнт f_1 слід приймати різним для різних скріплень. За нашими дослідженнями, коефіцієнт тертя по підосві рейки f_1 слід приймати різним залежно від типів рейкових скріплень і рейкових опор. А саме для скріплень, наведених у табл. 2, слід приймати f_1 відповідно рівним: КБ – 0,3; КПП-5 – 0,32; КПП-1 – 0,28; Д0 – 0,15.

Врешті-решт нашими дослідженнями визначено, що формула, яка встановлює зв'язок між модулем поперечної пружності

$U_y^{(T)}$ для конструкції колії, що знаходиться під спільною дією сил горизонтальної H і вертикальної P , і модулем поперечної пружності $U_y^{(T)0}$ для конструкції колії, що знаходиться під дією тільки горизонтальної бокової сили H (при $P=0$), повинна мати такий вигляд:

$$U_y^{(T)} = U_y^{(T)0} \frac{\frac{H_{\text{дин}}}{P_{\text{дин}}}}{\frac{H_{\text{дин}}}{P_{\text{дин}}} - f_1 \cdot a}. \quad (11)$$

Формула (11) якісно відрізняється від формул (5) і (6). По-перше, значення модуля пружності рейкової нитки $U_y^{(T)0}$

при дії на рейку тільки горизонтальної сили H (і відсутності вертикальної сили P) визначаються іншим способом, а саме за формулами (8) та (9), тобто всупереч з формулами (5) і (6).

По-друге, коефіцієнт a , що показує співвідношення площ епюр горизонтальних прогинів рейкової нитки за наявності сил тертя по підосві рейки і за їх відсутності, не є величиною постійною і визначається за формулою (10), яка відрізняється від рекомендованого значення в дослідженнях [1, 2].

Коефіцієнт a може набувати значення від найбільших a_{\max} (при найбільш несприятливому відношенні сил P_{\max}/H_{\max}) до мінімальних a_{\min} (за відсутності вертикальної сили $P=0$). При значеннях вертикального і горизонтального навантаження на рейку, близьких до реальних сил взаємодії між колесом і рейкою $P_{\text{дин}}/H_{\text{дин}}$, коефіцієнт a слід рекомендувати приймати як найбільш імовірне значення $a_{\text{ймов}}$ при $x_T = x_T^{\text{ймов}}$.

По-третє, як вже вказано, визначено, що для різних типів скріплень на залізобетонних і дерев'яних шпалах необхідно брати відповідно різні величини коефіцієнтів тертя f_1 .

Результати розрахунків фактичних модулів поперечної пружності рейкових ниток $U_y^{(T)}$ при спільній дії вертикальних $P_{дин}$ і горизонтальних $H_{дин}$ колісних навантажень на рейку і фактичних модулів поперечної пружності $U_y^{(T)0}$ (при дії на рейку тільки горизонтальних сил) наведено в табл. 1 для різних типів конструкції колії з рейками типів Р65, УІС60, Р50, Р43 для колії на дерев'яних шпалах зі скріпленнями

Д0 і на залізобетонних шпалах зі скріпленнями типу КБ, КПП-5, КПП-1 залежно від відношення діючих сил P/H від імовірних до максимальних значень.

Функціональні залежності реальних значень модулів пружності у функції від відношення діючих на рейку вертикальних і горизонтальних колісних навантажень

$$U_y^{(T)} = f\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right) \text{ наведені на рис. 4.}$$

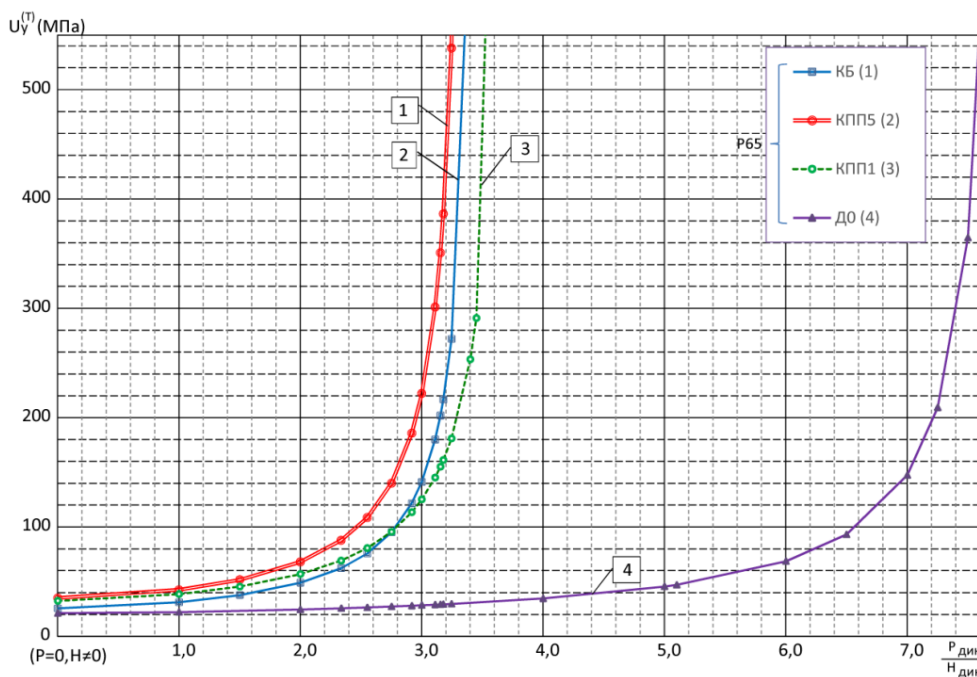


Рис. 4. Графіки функціональних залежностей модулів поперечної пружності від відношення діючих на рейку вертикальних і горизонтальних сил $U_y^{(T)} = f\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right)$

Таблиця 1

$\frac{P}{H}$	КБ		КПП5		КПП1		Д0	
	$U_y^{(T)}$, кг/см ²	$U_\varphi^{(T)}$, кг/рад	$U_y^{(T)}$, кг/см ²	$U_\varphi^{(T)}$, кг/рад	$U_y^{(T)}$, кг/см ²	$U_\varphi^{(T)}$, кг/рад	$U_y^{(T)}$, кг/см ²	$U_\varphi^{(T)}$, кг/рад
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,000	255,81	52116,68	349,47	33100,93	324,79	31090,95	211,65	62783,25
1,000	311,1392	63389,01	425,2673	40280,26	385,4746	36899,61	221,538	65717,74
1,500	376,6273	76731,03	516,9069	48960,13	455,0097	43555,87	231,783	68756,62
2,000	490,3797	99906,05	680,2802	64434,45	569,0066	54468,24	245,253	72752,62
2,336	623,3871	127003,9	877,9239	83154,77	692,0577	66247,32	256,300	76029,52
2,550	757,7896	154386	1085,318	102798,7	806,4204	77194,71	264,302	78403,31

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,750	952,3659	194027,4	1400,16	132619,7	956,4791	91559,1	272,515	80839,56
2,917	1216,707	247882,1	1857,828	175968,8	1135,408	108687,1	279,984	83055,19
3,000	1412,533	287778,3	2221,62	210426,4	1252,553	119900,8	283,908	84219,10
3,110	1799,296	366574,1	3010,569	285153,6	1452,763	139065,9	289,359	85836,17
3,154	2019,293	411394,7	3507,059	332179,9	1551,45	148512,8	291,597	86500,23
3,178	2167,312	441550,8	3863,247	365917,1	1612,636	154369,8	292,865	86876,31
3,245	2719,908	554132,3	5379,315	509515,3	1810,629	173322,7	296,449	87939,49
3,400	6678,109	1360544	63129,14	5979435	2533,384	242508,5	318,947	94613,38
4,0							346,215	102702,2
5,0							455,312	135065,1
6,0							686,066	203516,5
7,0							1474,037	437262,5

2. Розв'язання задачі визначення характеристик жорсткості і пружності рейкової нитки при крученні.

Розрахункова схема і порядок розв'язання задачі приймається аналогічними розробленими О. П. Ершковым в 1960-х рр. [1, 2]. Однак при розв'язанні даної задачі нами зроблені необхідні корегування, що враховують неточності в рішеннях [1, 2], а також прийняті нові характеристики сучасних рейок і рейкових скріплень.

Для вирішення завдання в цілому необхідно на першому етапі розв'язати задачу про визначення розрахунково-аналітичним шляхом однієї з найважливіших розрахункових характеристик – модуля пружності колії при крученні рейкової нитки $U_y^{(T)}$ від спільної дії позацентрово прикладених горизонтальної і вертикальної сил H і P , з урахуванням сил тертя, що виникають на підшві рейки.

Докладно результати розв'язання даної задачі наведені в роботі [8], тому наведемо тут лише головні теоретичні викладки та кінцеві числові результати.

Вихідне рівняння рівноваги рейки при її крученні відносно поздовжньої осі x для розрахункового перерізу складається у

відповідності з розрахунковою схемою (рис. 1):

$$\sum m_x - \sum q_y \cdot h_2 - T_y \cdot h_2 = M_{кр} . \quad (12)$$

де $\sum m_x$ – перша складова сумарного реактивного опору крученню рейки по всій довжині деформації кручення, що викликана реактивними моментами m_x ;

m_x – реактивний опір крученню рейки в перерізі, де прикладений зовнішній крутний момент $M_{кр}$,

$$m_x = U_\varphi \cdot \varphi , \quad (13)$$

де φ – кут закручування рейки;

U_φ – модуль пружності підрейкової основи при крученні рейкової нитки;

$\sum q_y \cdot h_2$ – друга складова реактивного опору крученню рейки по всій довжині деформації кручення, яка викликана реактивними силами $\sum q_y$, де

$$q_y = U_y (y - \varphi h_2) , \quad (14)$$

де y – горизонтальне переміщення центра вигину рейки (співпадає з центром кручення рейки) від дії бокової сили H ;

h_2 – відстань від центру кручення рейки до низу підшви;

$T_y \cdot h_2$ – третя складова сумарного реактивного опору крученню рейки по всій довжині деформації кручення, що викликана реактивними силами ΣT_y ; T_y – реактивна складова сил тертя по підшві рейки в перерізі прикладення зовнішнього круглого моменту,

$$T_y = U_z \cdot z \cdot f, \quad (14)$$

де z – вертикальне переміщення центра вигину рейки від дії вертикальної сили;

f – коефіцієнт тертя по підшві рейки (залежить від типу скріплення і підрейкових прокладок);

$$\int_{-x_\varphi}^{+x_\varphi} U_\varphi \cdot \varphi \cdot dx - h_2 \left[\int_{-x_y}^{+x_y} U_y (y - \varphi \cdot h_2) dx \right] + \left[\int_{-x_T}^{+x_T} U_z \cdot z \cdot f \cdot dx \right] = H \cdot h'_1 - P \cdot e \cdot \quad (16)$$

Після деяких спрощень, викладених у роботах [8], рівняння (16) приведено до більш спрощеного вигляду

$$\int_{-x_\varphi}^{+x_\varphi} U_\varphi \cdot \varphi \cdot dx - h_2 \cdot H = H \cdot h'_1 - P \cdot e, \quad (17)$$

і його розв'язання відносно модуля пружності підрейкової основи при крученні U_φ має вигляд

$$U_\varphi = \frac{H(h'_1 + h_2) \cdot h''}{(\delta - 1) \cdot \omega_y^{(n)}} - \frac{P \cdot e \cdot h''}{(\delta - 1) \cdot \omega_y^{(n)}}; \quad (18)$$

$$\delta = \frac{\omega_y^{(n)}}{\omega_y^{(z)}}, \quad (19)$$

де $\omega_y^{(n)}$ і $\omega_y^{(z)}$ – площі епюр поперечних переміщень (n) – підшви і (z) – головки рейки при спільній дії на рейку горизонтальної і вертикальної сил;

h'' – відстань між точками замірів поперечних переміщень головки і підшви рейки;

$M_{кр}$ – зовнішній крутний момент при спільній дії на рейку сил H і P ,

$$M_{кр} = H \cdot h'_1 - P \cdot e, \quad (15)$$

де h'_1 – відстань від центра кручення до місця прикладення сили H ;

e – ексцентриситет прикладення сили P відносно осі симетрії рейки.

Для розв'язання задачі в повному обсязі, з урахуванням дії всіх сил на довжині деформації закручування рейки, рівняння (12) виражається в інтегральній формі в такому вигляді:

δ – відношення площ епюр переміщень головки і підшви рейки.

Інші позначення є на рис. 2.

Слід зазначити, що формула (18), отримана нами, відрізняється від аналогічної формули О. П. Єршкова, яка отримана ним у роботі [1], де допущена помилка при виведенні даної формули, – у ній відсутній співмножник (h'') у чисельнику другої складової правої частини рівняння. (Як показали наші розрахунки, при обчисленнях це може призводити до помилки у визначенні модуля пружності колії при крученні на 20 % і більше залежно від відношення сил P/H .)

Вираз для кута закручування рейкової нитки О. П. Єршковым отриманий у такому вигляді:

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{2D \cdot h_Q^2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot (r_1 + r_2)}, \quad (20)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент зовнішніх сил (визначається за формулою (15));

h_Q – відстань між центрами тяжіння головки і підшви;

D – приведена жорсткість головки і підосви рейки при горизонтальному вигині, що визначаються за формулою С. П. Тимошенка [12, 13].

$$D = E \frac{I_z \cdot I_n}{I_z + I_n}, \quad (21)$$

де I_z , I_n – моменти інерції головки та підосви рейки відносно вертикальної осі.

Знаменник формули (20) являє собою жорсткість рейкової нитки при крученні β_φ , яка не закріплена і вільно розміщена на рейкових опорах, при дії на неї горизонтальної бокової сили H , а також позacentрово прикладеної вертикальної сили P і крутного моменту від дії цих сил. При цьому не враховується дія вертикального вигину і тертя по підосві рейки між рейкою і підрейковими опорами.

$$\beta_\varphi = 2D \cdot h_Q^2 \cdot r_1 \cdot r_2 (r_1 + r_2). \quad (22)$$

У виразах (20) і (22), крім вже вказаних характеристик D і h_Q , присутні досить важливі коефіцієнти r_1 і r_2 , які визначені в дослідженнях О. П. Єршкова [1, 2] як r_1 – коефіцієнт, що характеризує вигино-крутну жорсткість рейки, яка визначається за формулою

$$r_1 = \sqrt{\frac{C_{кр}}{D h_Q^2}}, \quad (23)$$

r_2 – коефіцієнт відносної жорсткості рейкової основи і рейки при крученні, що визначається за формулою

$$r_2 = \sqrt{\frac{U_\varphi}{C_{кр}}}. \quad (24)$$

Після визначення коефіцієнтів r_1 і r_2 за формулами (23) і (24) О. П. Єршковым було прийнято їх відношення для рейок Р43 і Р50 $r_1/r_2 \approx 0,15$ і в результаті кінцеві формули для визначення φ та

співвідношення β_φ і U_φ приведені до вигляду

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{2,30D \cdot h_Q^2 \cdot r_1^2 \cdot r_2}, \quad (25)$$

$$\beta_\varphi = 2,30D \cdot h_Q^2 \cdot r_1^2 \cdot r_2 = 2,30 \cdot C_{кр} \cdot \sqrt{\frac{U_\varphi}{C_{кр}}}, \quad (26)$$

$$U_\varphi = \frac{\beta_\varphi^2}{5,30 \cdot C_{кр}}. \quad (27)$$

У формулах (23)–(27) характеристика $C_{кр}$ – жорсткість поперечного перерізу рейки при чистому крученні, визначається за формулою Сен-Венана [11, 12]

$$C_{кр} = \frac{F^4 \cdot G}{4\pi^2 \cdot I_p}, \quad (28)$$

де F – площа поперечного перерізу рейки;

I_p – полярний момент інерції рейки;

G – модуль зсуву.

Формули (25) і (27) після опублікування досліджень О. П. Єршкова у роботах [1, 2] у 1960 р. отримали широке розповсюдження і стали використовуватись при розрахунках рейок на міцність з урахуванням кручення. У тому числі дана методика була прийнята за основу розрахунків довідкових даних з крутильних характеристик рейок для «Довідника інженера-колійника» [5] і була використана в інших широко опублікованих виданнях [13, 14].

Однак наші сучасні дослідження (2012-2016 рр.) [9, 10] показали, що використання викладеної вище методики потребує суттєвого коригування для забезпечення правильності кінцевих результатів, що використовуються для сучасних конструкцій верхньої будови колії.

Перш за все необхідно вказати, що характеристика β_φ розраховується за формулами (22) або (27) і характеризує

жорсткість рейкової нитки, яка не пов'язана скріпленнями з основою і залежить тільки від форми рейки і жорсткості елементів її перерізу. Саме тому характеристика U_φ у формулі (27) не може називатися модулем пружності реальної підрейкової основи, оскільки вона отримана з розв'язання задачі, де вплив основи не враховувався. Правильно називати цю характеристику U_φ модулем

пружності при крученні фіктивної рейкової основи.

Фактичне значення реального модуля пружності рейкової нитки при крученні $U_\varphi^{(T)}$ для випадку спільної дії вертикальних і горизонтальних сил (H і P) і з урахуванням сил тертя по підшві рейки, а також з урахуванням опору рейкових скріплень слід визначати за формулою, отриманою в наших дослідженнях,

$$U_\varphi^{(T)} = \frac{(h_1' + h_2) \cdot h''}{\delta - 1} U_y^{(T)} - \frac{P \cdot e \cdot h''}{(\delta - 1) \cdot H} U_y^{(T)}, \quad (29)$$

де $U_y^{(T)}$ – фактичне (реальне) значення модуля пружності рейкової нитки в горизонтальній боковій площині, визначене в попередній частині даної статті за формулою (11), яке в тому числі враховує фактичний опір рейкових скріплень горизонтальним боковим зміщенням головки та підшви рейки.

Крім того, як показали наші розрахунки, реальне відношення коефіцієнтів r_1/r_2 не є постійним, як

вказано в О. П. Єршкова, але воно складає $r_1/r_2 \approx 0,15$ (для рейок типу Р50 і Р43); $r_1/r_2 \approx 0,16$ (для рейок типу УІС60) і $r_1/r_2 \approx 0,17$ (для рейок типу Р65). Саме тому в кінцевому вигляді формули, що визначають співвідношення фактичних (реальних) значень жорсткості рейкової нитки $\beta_\varphi^{(T)}$ і модуля пружності підрейкової основи при крученні рейкової нитки, потрібно визначати за формулами:

- для рейок типу Р50 і Р43 $\beta_\varphi^{(T)} = \sqrt{5,30 \cdot C_{кр} \cdot U_\varphi^{(T)}} ; \quad (30,а)$

- для рейок типу Р65 $\beta_\varphi^{(T)} = \sqrt{5,475 \cdot C_{кр} \cdot U_\varphi^{(T)}} ; \quad (30,б)$

- для рейок типу УІС60 $\beta_\varphi^{(T)} = \sqrt{5,382 \cdot C_{кр} \cdot U_\varphi^{(T)}} . \quad (30,в)$

Результати перевірочних розрахунків показали, що реальні значення модуля пружності при крученні $U_\varphi^{(T)}$ суттєво більші значень модуля пружності фіктивної основи U_φ і відрізняються приблизно у 2,5-3,5 разу для реальних експлуатаційних відношень вертикальних і горизонтальних сил P/H . А реальні значення жорсткості рейкової нитки при крученні $\beta_\varphi^{(T)}$ (з урахуванням її зв'язків з підрейковою основою) відрізняються в бік збільшення

від фіктивного значення жорсткості β_φ приблизно в 1,5-2,0 рази для експлуатаційних відношень вертикальних і горизонтальних сил P/H .

Результати виконаних розрахунків характеристик модулів пружності рейкових ниток $U_\varphi^{(T)}$ і жорсткості підрейкової основи $\beta_\varphi^{(T)}$ наведені нижче для конструкцій залізничної колії на залізобетонних і дерев'яних шпалах з сучасними конструкціями вітчизняних скріплень безпідкладко-

вого та підкладкового типів (КБ, КПП-5, КПП-1, Д0) (див. табл. 1). Основні графічні залежності $U_{\varphi}^{(T)} = f\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right)$ наведено на рис. 5.

У відомих роботах закордонних вчених [15, 16], які займались дослідженням подібних питань, на жаль, не наводяться вказані результати.

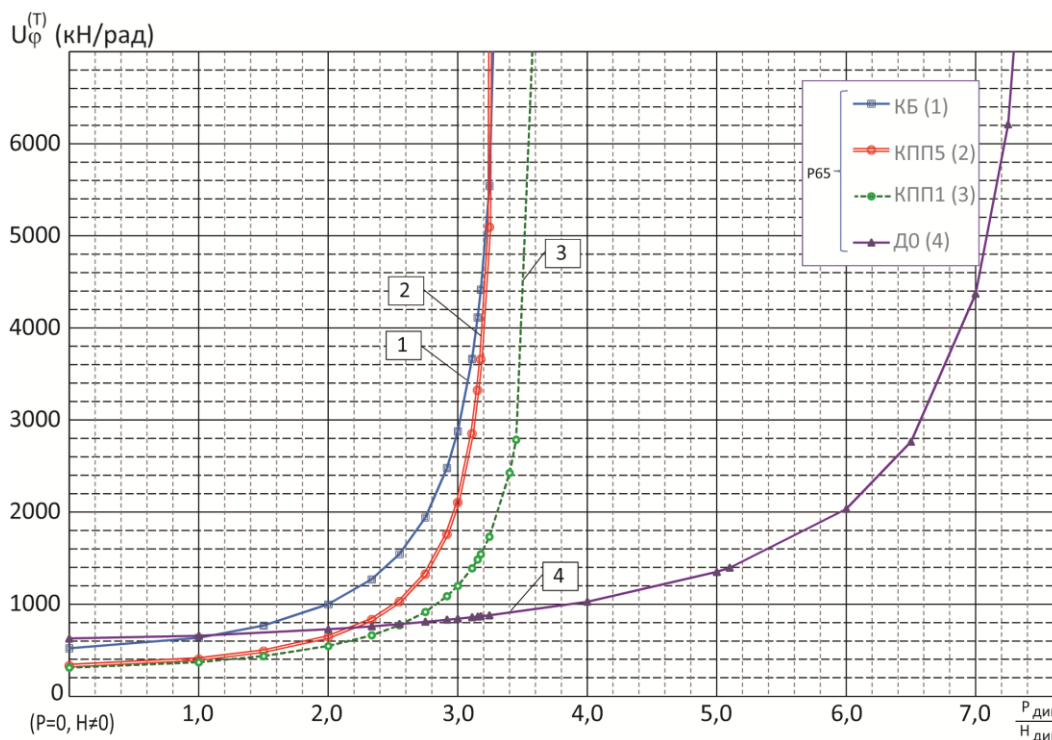


Рис. 5. Графіки функціональних залежностей модулів пружності при крученні від відношення діючих на рейку вертикальних і горизонтальних сил $U_{\varphi}^{(T)} = f\left(\frac{P_{дин}}{H_{дин}}\right)$

У даних дослідженнях отримано досить точні результати характеристик $U_y^{(T)}$ та $U_{\varphi}^{(T)}$ за відкоригованою методикою, тому автори не рекомендують користуватися числовими результатами більш ранніх робіт [7, 8, 9], які були розраховані за методикою О. П. Єршкова.

Висновки. Слід зазначити, що в результаті виконаних досліджень скручування рейкової нитки при спільній

дії вертикальних і горизонтальних навантажень уперше для вітчизняної колійної науки (як і при дослідженнях бокового вигину рейкової нитки) встановлено змінність пружно-жорсткісних характеристик рейкової нитки при крученні і функціональну залежність цих характеристик від відношення діючих колісних навантажень $P_{дин}/H_{дин}$.

Список використаних джерел

1. Ершков, О. П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых [Текст] / О. П. Ершков // Труды ВНИИЖТ. – 1960. – Вып. 192. – С. 5-59.

2. Ершков, О. П. Характеристики пространственной упругости рельсовой нити [Текст] / О. П. Ершков // Труды ВНИИЖТ. – 1960. – Вып. 192. – С. 59-101.
3. Бесстыковой путь [Текст] / под ред. В. Г. Альбрехта, Е. М. Бромберга. – М. : Транспорт, 1982. – 206 с.
4. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
5. Справочник инженера-путейца [Текст] / под ред. В. В. Баилова, М. А. Чернышева. – М. : Транспорт, 1972. – Т. 1. – 768 с.
6. Вериго, М. Ф. Общие положения для корректировки Правил расчетов железнодорожного пути на прочность и предложения по изменению этих правил [Текст] / М. Ф. Вериго, С. С. Крепкогорский // Труды ЦНИИ МПС. – 1972. – Вып. 466. – С. 4-50.
7. Даниленко, Е. І. Новітні дослідження бічної пружності рейкових ниток при спільній дії вертикальних і горизонтальних сил [Текст] / Е. І. Даниленко // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 6 (60) – С. 65–77. doi: 10.15802/stp2015/57021.
8. Даниленко, Э. И. Расчет характеристик жесткости и упругости рельсовой нити при кручении под воздействием вертикальных и горизонтальных сил [Текст] / Э. И. Даниленко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2016. - № 5. – С. 79-91.
9. Даниленко, Е. І. Експериментальні дослідження характеристик горизонтальної поперечної жорсткості і модуля пружності залізничної колії при різних конструкціях рейкових скріплень [Текст] / Е. І. Даниленко, В. П. Велинець // Залізнич. транспорт України. – 2015. – № 4. – С. 3–11.
10. Даниленко, Э. И. Теоретическое решение задачи по определению реального бокового модуля упругости пути при совместном действии на рельсовую нить горизонтальных и вертикальных сил [Текст] / Э. И. Даниленко, В. П. Велинець // Зб. наук. праць Держ. економ.-техн. ун-ту трансп. – К., 2014. – Вип. 24. – С. 106–122.
11. Тимошенко, С. П. Метод исследований статистических и динамических напряжений в рельсе [Текст] / С. П. Тимошенко // В кн. «Статистические и динамические проблемы теории упругости». – К. : Наукова думка, 1975. – С. 209–220.
12. Тимошенко, С. П. Напряжения в железнодорожном рельсе [Текст] / С. П. Тимошенко // В кн. «Статические и динамические проблемы теории упругости». – К. : Наукова думка, 1975. – С. 318–355.
13. Татуревич, А. П. Результаты определения фактических значений жесткости пути для исследований взаимодействия пути и подвижного состава [Текст] / А. П. Татуревич // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2003. – Вип. 2. – С. 95-100.
14. Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь [Текст] / Г. М. Шахунянц. – М. : Транспорт, 1969. – 536 с.
15. Настечик, М. П. Розробка технології контролю та утримання залізничної колії зі скріпленням типу КПП-5 [Текст] / М. П. Настечик, Р. В. Маркуль, В. В. Савицький // Тези XIV Міжнар. конф. «Проблеми механіки залізничного транспорту» ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2016. – С. 92-93.
16. Tests on lateral resistance in railway tracks during the operation of a tamping machine [Text] / W. Koc, A. Wilk, P. Chrostowski, S. Grulkowski // Proc. Of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: J. of Rail and Rapid Transit. – 2011. Vol. 225. – Iss. 3. – P. 325–334. doi: 10.1243/09544097JRRT324.

17. Experimental study on the transverse stiffness of WJ-8 rail fastening [Text] / Lin C., Zeng Zh., Wu B. [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 596. – P. 3–6. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.596.3.

Даніленко Едуард Іванович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри залізничної колії та колійного господарства Державного університету інфраструктури та технологій. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Молчанов Віталій Миколайович, канд. техн. наук, доцент кафедри залізничної колії та колійного господарства Державного університету інфраструктури та технологій. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Даніленко Тетяна Петрівна, канд. техн. наук, доцент кафедри вагонів та вагонного господарства Державного університету інфраструктури та технологій. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Даниленко Эдуард Иванович, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой железнодорожного пути и путевого хозяйства Государственного университета инфраструктуры и технологий. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Молчанов Виталий Николаевич, канд. техн. наук, доцент кафедры железнодорожного пути и путевого хозяйства Государственного университета инфраструктуры и технологий. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Даниленко Татьяна Петровна, канд. техн. наук, доцент кафедры вагонов и вагонного хозяйства Государственного университета инфраструктуры и технологий. Тел.: (044)-5915147. E-mail: zkks@ukr.net.

Danilenko Eduard, D. Sc. (Tech.), professor, Head of Department «Railway and track facilities» State University of infrastructure and technology. Tel.: (044) 591-51-47. E-mail: zkks@ukr.net.

Molchanov Vitalii, PhD (Tech.), Associate professor, Department of Railway and track facilities, State University of infrastructure and technology. Tel.: (044) 591-51-47. E-mail: zkks@ukr.net.

Danilenko Tatyana, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Wagons and carriages, State University of infrastructure and technology. Tel.: (044) 591-51-74. E-mail: tpdanilei@ukr.net.

Статтю прийнято 12.10.2018 р.

БУДІВНИЦТВО ТА ЦИВІЛЬНА ІНЖЕНЕРІЯ (192)

УДК 624.014.042

**МОДЕЛЮВАННЯ ВИПАДКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОНСТРУКЦІЇ БУДІВЕЛЬ
КАРКАСНОГО ТИПУ**

Канд. техн. наук В. О. Северин (ПНТУ ім. Юрія Кондратюка)

**МОДЕЛИРОВАНИЕ СЛУЧАЙНЫХ НАГРУЗОК НА КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ
КАРКАСНОГО ТИПА**

Канд. техн. наук В. А. Северин (ПНТУ им. Юрия Кондратюка)

**MODELING OF RANDOM LOADS ON THE CONSTRUCTION OF FRAMEWORK
BUILDINGS**

PhD (Tech.) V. A. Severyn

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147754>

Визначення реальних показників надійності несучих конструкцій будівель каркасного типу є досить складним завданням, вирішення якого можливо лише на основі точного математичного опису випадкових факторів, що впливають на стан конструкцій у період їх зведення та експлуатації. При цьому важливими питаннями є отримання моделей навантажень з урахуванням усіх особливостей їхньої стохастичної природи. Для навантажень, які є визначальними для промислових будівель каркасного типу: навантаження від мостових кранів, вітрове та снігове навантаження, обґрунтовано та розроблено числові імовірнісні моделі випадкових процесів на ПЕОМ з урахуванням особливостей кожного з навантажень.

Ключові слова: надійність, випадкові навантаження, кранове навантаження, вітрове навантаження, снігове навантаження, імовірнісні моделі.

Определение реальных показателей надежности несущих конструкций зданий каркасного типа является достаточно сложным заданием, решение которого возможно лишь на основе точного математического описания случайных факторов, влияющих на состояние конструкций в период их возведения и эксплуатации. При этом важными вопросами являются получение моделей нагрузок с учетом всех особенностей их стохастической природы. Для нагрузок, которые являются определяющими для промышленных зданий каркасного типа: нагрузка от мостовых кранов, ветровая и снеговая нагрузки, обоснованы и разработаны многочисленные вероятностные модели случайных процессов на ПЭВМ с учетом особенностей каждой из нагрузок.

Ключевые слова: надежность, случайные нагрузки, крановая нагрузка, ветровая нагрузка, снеговая нагрузка, вероятностные модели.

Determination of real indicators of the reliability of structures in framework buildings is a rather complicated task. The solution of this problem is possible only on the basis of an accurate mathematical description of random factors that affect the state of structures during their

construction and operation. Also, an important problem is reliability prediction of structures calculated on strength and rigidity according to the requirements of acting Codes of designing. In this case, the important issues are the development of load models taking into account all the peculiarities of their stochastic nature. For loads that are decisive for industrial framework buildings: load from bridge cranes, wind and snow loads, ground-based and developed numerical probabilistic models of random processes on a PC taking into account the features of each load. For simulation of loads during the service life of structures it is necessary to form realizations of large length. For this the methods of simulation of processes for given correlation functions and unidimensional distribution laws are the most suitable. The given problem is decided by specially selected non-linear transformations of the corresponding normal stochastic processes. The model of the crane load is based on the model of a normalized normal stationary random processes with a given normalized correlation function. The numerical model of the wind load is based on the model of a normalized stationary random process on the Weibull distribution with a given normalized correlation function. The basis of the snow load model is the normalized polynomial-exponential stationary random process with a given normalized correlation function. The statistical, frequency characteristics and emission distributions of random processes obtained from probabilistic numerical models are in good agreement with experimental data. The developed models can be used to find additional numerical and frequency parameters of simulated processes. Also, the developed models can be used to simulate the joint action of random loads, or directly in calculations of reliability of elements in the action of the above-mentioned random loads.

Keywords: reliability, random loads, crane load, wind load, snow load, probabilistic models.

Вступ. Визначення реальних показників надійності несучих конструкцій будівель каркасного типу є досить складним завданням, вирішення якого можливо лише на основі точного математичного опису випадкових факторів, що впливають на стан конструкцій у період їх зведення та експлуатації. При цьому важливими питаннями є отримання моделей навантажень з урахуванням усіх особливостей їхньої стохастичної природи. Для навантажень, які є визначальними для промислових будівель каркасного типу: навантаження від мостових кранів, вітрове та снігове навантаження, обґрунтовано та розроблено числові імовірнісні моделі випадкових процесів на ПЕОМ з урахуванням особливостей кожного з навантажень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У даному напрямку імовірнісні розрахунки вже отримали певний розвиток: розроблено ряд моделей у різних імовірнісних формах, на базі яких отримано практичні оцінки надійності ряду будівельних конструкцій [1-6], однак ці

моделі мали більше науковий, ніж практичний характер. Тому досить актуальним є завдання визначити реальний рівень надійності широкого кола конструкцій, виділити групи потенційно небезпечних будівель і споруд і для них запропонувати рекомендації щодо подальшої експлуатації. Для навантажень, які є визначальними для промислових будівель каркасного типу: навантаження від мостових кранів, вітрове та снігове навантаження, необхідно розробити числові імовірнісні моделі випадкових процесів на ПЕОМ з урахуванням особливостей кожного з навантажень.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою проведених досліджень і завданням статті є викладення методики моделювання числових імовірнісних моделей випадкових процесів навантажень на ПЕОМ. Представлені моделі необхідні для отримання реальних показників надійності несучих конструкцій каркасних будівель при дії різних навантажень для різних регіонів України, запроектованих нормами [7, 8].

Викладення основного матеріалу дослідження. В основу моделей випадкових навантажень на промислові будівлі та споруди (атмосферних і кранових) покладено методику, розроблену для імовірнісного моделювання на ПЕОМ сигналів у радіотехніці. Моделювання випадкових навантажень виконуємо в три етапи. На першому (підготовчому) етапі повинно бути встановлено таке:

- коло імовірнісних характеристик, необхідних для створення математичної моделі навантаження;
- припущення про стаціонарність (нестаціонарність) та ергодичність процесу навантаження, що моделюється;
- необхідна та достатня точність моделі (задається імовірність неперевищення граничної похибки при оцінюванні імовірнісних характеристик);
- закони розподілу ординат процесу навантаження;
- можливість застосування кореляційної теорії;
- обґрунтування заданого часу однієї реалізації;
- необхідна та достатня кількість реалізацій для отримання заданої точності моделі процесу;
- величина кроку квантування за рівнем і часом для достатньої точності досліджень.

На наступному етапі розробляється загальний алгоритм моделювання та числова модель, яку реалізують на ПЕОМ в найбільш придатному для цього середовищі. Останній етап зводиться до

визначення адекватності математичної моделі реальним процесам навантаження, після чого вона є цілком придатною для практичного застосування.

Модель кранового навантаження.

Численні експериментальні дослідження кранового навантаження [1, 2] дали змогу виявити основні особливості, які необхідно враховувати при моделюванні:

- стаціонарність та ергодичність випадкового процесу (ВП) кранового навантаження;
- стабільність частотних характеристик ВП навантаження;
- можливість застосування нормального закону для опису розподілу ординат кранового навантаження;
- відсутність періодичної складової ВП;
- можливість опису ВП навантаження в рамках кореляційної теорії.

Виходячи з вищесказаного, в основу моделі кранового навантаження покладено модель нормованого нормального стаціонарного ВП з заданою нормованою кореляційною функцією (НКФ) вигляду

$$r(\tau) = \exp(-\alpha|\tau|), \quad (1)$$

де α – параметр НКФ;

τ – інтервал часу.

Дана функція є найпростішою та найбільш поширеною в задачах опису процесів випадкових навантажень у рамках кореляційної теорії.

Числова модель нормованого нормального ВП з НКФ (1) має вигляд

$$\xi_{0(i)}[\gamma_x] = \sqrt{1-\rho^2} \gamma_x + \rho \xi_{0(i-1)}[\gamma_x], \quad (2)$$

де $\xi_{0(i)}[\gamma_x]$ – ордината нормованого нормального ВП;

$$\rho = \exp(-\gamma^*), \quad \gamma^* = \alpha \Delta t;$$

γ_x – нормована нормально розподілена випадкова величина (математичне сподівання $\bar{X} = 0$, стандарт $\hat{X} = 1$);

Δt – крок дискретизації ВП (інтервал між сусідніми спостереженнями).

Перехід від нормованої форми до форми з реальним розподілом ординат виконується за формулою

$$\xi_{0(i)}(x; t) = [V \xi_{0(i)}(\gamma_x; t) + 1] \bar{X}, \quad (3)$$

де $\xi_{0(i)}(x; t)$ – ордината ВП кранового навантаження;

\bar{X} та V – відповідно математичне сподівання та коефіцієнт варіації кранового навантаження.

Слід зазначити, що випадкове значення кранового навантаження $x \geq 0$, звідси $\xi_{0(i)}(x; t) \geq 0$. Ця нерівність забезпечується тим, що при формуванні реалізації нормованого нормального ВП $\xi_{0(i)}(\gamma_x; t)$ значення $\gamma_x \geq \gamma_{x(\varepsilon_{ран})}$, де $\gamma_{x(\varepsilon_{ран})} = -V^{-1}$.

Здійснюючи перехід від безперервного ВП (реальний процес навантаження) до дискретної випадкової послідовності (модель ВП навантаження на ПЕОМ), інтервал між сусідніми спостереженнями Δt приймається з таких міркувань:

- зона кореляції t_k визначається з умови $r(t_k) = 0.05$ (формула (1) при $\tau = t_k$);

- для стаціонарного ВП з експоненційноподібною НКФ співпадання схеми дискретної випадкової послідовності

з ВП забезпечується, якщо кількість перерізів НКФ $n_r \cong 8 \div 16$;

- інтервал Δt обчислюється за формулою

$$\Delta t = \frac{t_k}{n_r}. \quad (4)$$

Мінімальна довжина реалізації визначається за методикою, яка полягає в підрахунку середньої частоти викидів процесу за рівень його математичного сподівання – \bar{n}_0 . Залежність \bar{n}_0 від T показує, що при $T \geq T_{\min}$ значення \bar{n}_0 є стабільними, тому за мінімально допустиму довжину реалізації приймається значення T_{\min} .

У роботах [1, 2, 3] виявлена залежність значення математичного сподівання \bar{X}_1 від вагової характеристики η для мостових кранів з гнучким підвісом вантажу (у частках від нормативного значення від 1-го крана):

$$\bar{X}_1 = 0.66 - 0.243 \eta \text{ при значенні стандарту } \hat{X}_1 = 0.131, \quad (5)$$

де $\eta = Q/G_k$ – відношення вантажопідйомності крана Q до його маси G_k .

З урахуванням цього математична модель кранового навантаження набуде вигляду (у частках від нормативного значення від 1-го крана):

$$\xi_{0(i)}(x; t) = 0.66 + 0.131 \xi_{0(i)}(\gamma_x; t) - 0.243 \eta. \quad (6)$$

Фрагмент реалізації ВП навантаження від мостового крана мартенівського цеху режиму БК в частках від нормативного значення від 1-го крана наведено на рис. 1 ($\alpha = 6.6$ (1/год), $\Delta t = 2$ хв, $\eta = 0.5$). Даний ВП вертикального кранового навантаження представлено в чистому

вигляді (без прив'язки до конструкцій). Реальний ВП вертикального кранового навантаження на деяку піддослідну конструкцію являє собою послідовність імпульсів навантаження та нульових ділянок (відсутність навантаження).



Рис. 1. Реалізація ВПІ навантаження від мостового крана мартенівського цеху режиму БК в частках від нормативного значення від 1-го крана

Зв'язок між характеристиками (математичним сподіванням \bar{X}_2 , стандартом \hat{X}_2 та НКФ $r_2(\tau)$) ВП з урахуванням нульових ділянок (ВП2) і відповідними характеристиками (математичним споді-

ванням \bar{X}_1 , стандартом \hat{X}_1 та НКФ $r_1(\tau)$) ВП без урахування нульових ділянок (ВП1) знайдено за рекомендаціями [3, 4]. Для мостових кранів з гнучким підвісом вантажу

$$\bar{X}_2 = (1 - n_0)(0.66 - 0.243\eta), \quad (7)$$

$$\hat{X}_2 = \sqrt{(1 - n_0)[0.017 + n_0(0.66 - 0.243\eta)^2]}, \quad (8)$$

$$r_2(\tau) = \frac{0.017 r_1(\tau)[n_0(1 - n_0)\exp(-v\tau) + (1 - n_0)^2]}{(1 - n_0)[0.017 + n_0(0.66 - 0.243\eta)^2]} + \frac{(0.66 - 0.243\eta)^2 n_0(1 - n_0)\exp(-v\tau)}{(1 - n_0)[0.017 + n_0(0.66 - 0.243\eta)^2]}, \quad (9)$$

де v – інтенсивність пуассонівського потоку (значення v для різних мостових кранів змінюються в межах $1 \div 2$ (1/год));

n_0 – імовірність відсутності мостового крана в прогонах, у яких він має

безпосередній вплив на підслідну конструкцію (частка нульових значень ВП).

Числова імовірнісна модель ВП2 кранового навантаження набуде такого вигляду:

$$\xi_{kp}(x;t) = (1 - n_0)(0.66 - 0.243\eta) \left[\xi_0(\gamma_x;t) \sqrt{\frac{0.017 + n_0(0.66 - 0.243\eta)^2}{(1 - n_0)(0.66 - 0.243\eta)^2} + 1} \right], \quad (10)$$

де $\xi_0(\gamma_x; t)$ – стаціонарний нормований нормальний ВП з НКФ формули (9), приведеною до вигляду формули (1).

Фрагмент реалізації ВП2 вертикального навантаження від мостового

крана мартенівського цеху режиму 6К в частках від нормативного значення від 1-го крана наведено на рис. 2 ($n_0 = 0.5$, $\eta = 0.5$).

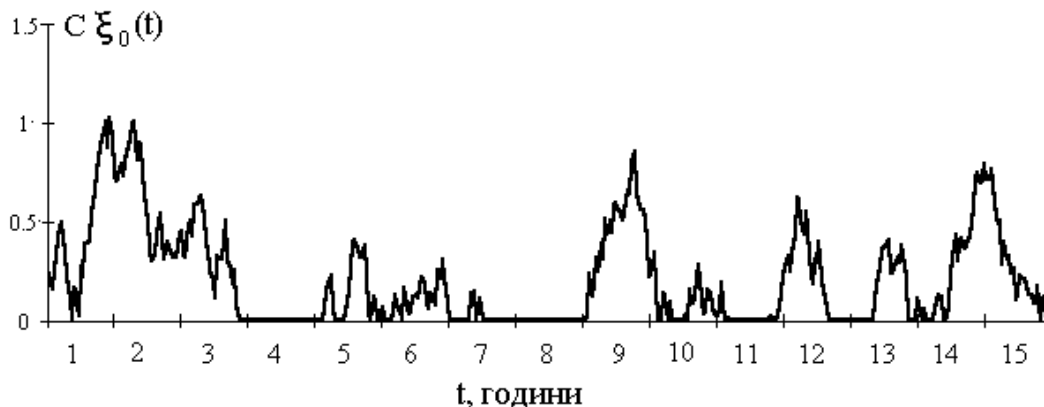


Рис. 2. Реалізація ВП2 навантаження від мостового крана мартенівського цеху режиму 6К в частках від нормативного значення від 1-го крана

Модель вітрового навантаження.

Численні дослідження, що проводились з метою вивчення та опису дії вітру на будівлі та споруди [1, 2, 3], дали змогу виявити такі імовірнісні особливості вітрового навантаження, на базі яких будується математична модель:

- регулярні спостереження за вітром на метеорологічних станціях проводяться вісім разів на добу, тобто інтервал між сусідніми спостереженнями дорівнює 3 год;

- виявлено присутність річного тренда числових характеристик вітрового навантаження (математичного сподівання,

стандарту), тобто мінімально допустима довжина реалізації $T_{\min} = 1$ рік;

- ВП вітрового навантаження є стаціонарним за частотною структурою, середньорайонні коефіцієнти варіації V_{wind} та асиметрії A_{wind} вітрового навантаження є постійними;

- найбільш придатним для опису ординат вітрового навантаження є розподіл Вейбулла.

Числова модель будується на моделі нормованого вейбулловського стаціонарного ВП $\xi(\gamma_y)$ з заданою НКФ (1):

$$\xi_{(i)}(\gamma_y) = \frac{1}{V_{wind}} \left\{ \frac{1}{\Gamma(1 + \beta^{-1})} \{-\ln(I)\}^{1/\beta} - 1 \right\}, \quad (11)$$

де $\Gamma(\bullet)$ – гама-функція; β – параметр розподілу Вейбулла;

$$I = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{a_L}^{\xi_{0(i)}(\gamma_x)} \exp[-0.5(\xi_{0(i)}(\gamma_x))^2] d\xi_{0(i)}(\gamma_x);$$

$\xi_{0(i)}(\gamma_x)$ – ординати нормованого нормального ВП (2) з параметром НКФ α_0 ;

a_L – ліва межа інтегрування (зазвичай $a_L \geq -5$).

Параметр α_0 знаходиться за заданою НКФ вітрового навантаження. Для числових імовірнісних моделей вітрового

навантаження окремих метеостанцій України значення α_0 наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення параметра НКФ α_0 моделей вітрового навантаження для окремих метеостанцій України

Параметр НКФ	Метеостанції України		
	Івано-Франківськ	Вінниця	Семенівка
$\alpha_0, 1/\text{доба}$	2.044	1.617	1.097

Перехід від нормованої форми процесу до випадкового процесу з

реальним розподілом ординат виконується за формулою

$$\xi_{(i)}(x; t) = [V_{wind} \xi_{(i)}(\gamma_y; t) + 1] \bar{X}_{wind}(t), \quad (12)$$

де $\xi_{(i)}(x; t)$ – ордината ВП вітрового навантаження;

V_{wind} – коефіцієнт варіації розподілу ординат вітрового навантаження;

$\xi_{(i)}(\gamma_y; t)$ – ордината нормованого вейбулівського стаціонарного ВП;

$\bar{X}_{wind}(t)$ – функція тренда математичного сподівання вітрового навантаження.

Приклад річної реалізації ВП вітрового навантаження для метеостанції Вінниця наведено на рис. 3.

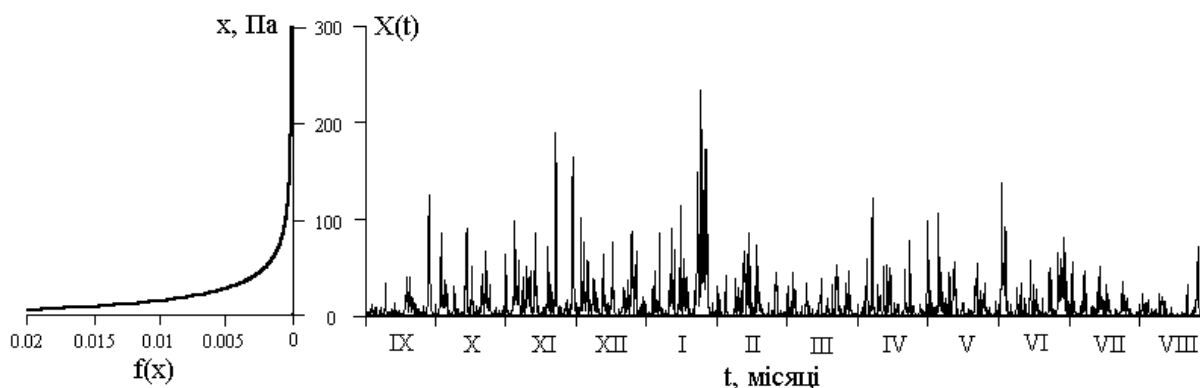


Рис. 3. Річна реалізація ВП вітрового навантаження для метеостанції Вінниця

Модель снігового навантаження базується на такій вихідній інформації:

- регулярні спостереження за сніговим покривом на території України ведуться раз на 5 діб;

- снігове навантаження можна подати у вигляді квазістаціонарного випадкового процесу з річним періодом нестационарності (річний тренд мають математичне сподівання і стандарт;

коефіцієнт варіації, НКФ та ефективна частота вважається постійними протягом року) [1, 2];

- найбільш придатним для опису ординат снігового навантаження для території України є поліномо-експоненційний розподіл третього ступеня [1–4];

- сніг діє на будівлі та споруди в зимовий період, тобто довжина реалізації $T = T_{зими}$. Специфічним для річного циклу снігового навантаження є наявність на початку (накопичення снігу) і в кінці (танення снігу) зими перехідних ділянок з нерегулярним сніговим покривом. Основна частина зими (від середньої дати початку $t_{поч}$ до середньої дати кінця $t_{кін}$) характеризується стабільним сніговим покривом з відносно високими значеннями навантаження, яка і має головний інтерес

при розрахунках конструкцій. Отже $T_{зими} = t_{кін} - t_{поч}$. Даний період і буде відображено в моделі.

В основу моделі снігового навантаження покладено нормований поліномо-експоненційний стаціонарний ВП $\xi(\gamma_y; t)$ з заданою НКФ (1). Моделювання нормованого поліномо-експоненційного стаціонарного ВП зводиться до формування дискретних реалізацій нормованого нормального ВП та їх перетворення за формулою

$$\xi(\gamma_y) = P_0 + P_1[\xi_0(\gamma_x)] + P_2[\xi_0(\gamma_x)]^2 + P_3[\xi_0(\gamma_x)]^3 + P_4[\xi_0(\gamma_x)]^4 + P_5[\xi_0(\gamma_x)]^5 \quad (13)$$

де коефіцієнти полінома для окремих метеостанцій України наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Коефіцієнти полінома числової імовірнісної моделі ВП снігового навантаження

Номер з/п	Коефіцієнт функції перетворення	Метеостанція України		
		Івано-Франківськ	Вінниця	Семенівка
1	P_0	- 0.02662	- 0.18393	0.21113
2	P_1	1.18273	0.9563	1.01538
3	P_2	0.15556	0.26648	0.1894
4	P_3	- 0.1361	- 0.03591	- 0.02464
5	P_4	- 1.91 · 10 ⁻³	- 7.28 · 10 ⁻³	- 2.95 · 10 ⁻³
6	P_5	7.94 · 10 ⁻³	1.64 · 10 ⁻³	2.9 · 10 ⁻⁴

Перехід від нормованої форми процесу до ВП з реальним розподілом ординат виконується за формулою

$$\xi_{(i)}(x; t) = [V_{snow}\xi_{(i)}(\gamma_y; t) + 1] \bar{X}_{snow}(t), \quad (14)$$

де V_{snow} – коефіцієнт варіації розподілу ординат снігового навантаження;

$\bar{X}_{snow}(t)$ – функція тренда математичного сподівання снігового навантаження. Випадкове значення

снігового навантаження завжди невід'ємне, тобто $\xi(x; t) \geq 0$, тому $\gamma_y \geq -(V_{snow})^{-1}$.

Приклад річної реалізації ВП снігового навантаження для метеостанції Семенівка наведено на рис. 4.

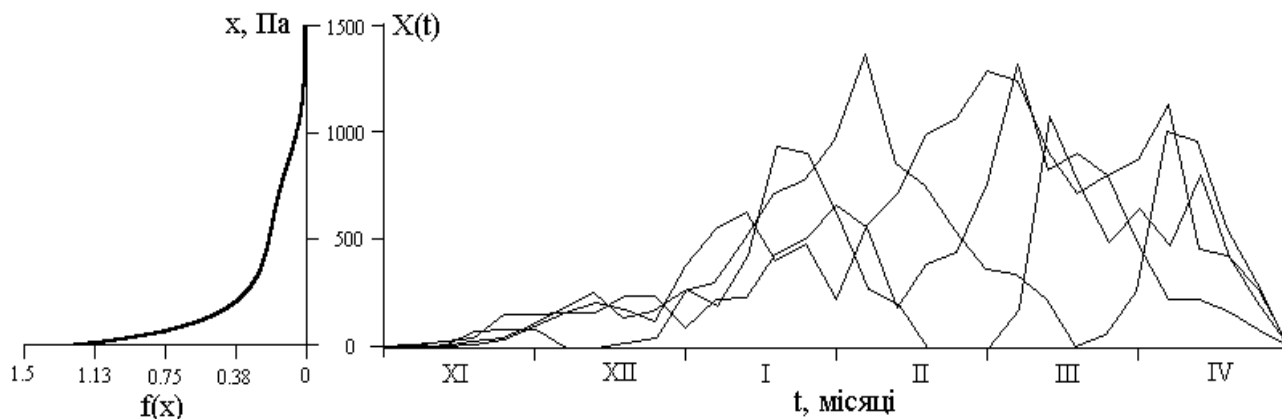


Рис. 4. Річні реалізація ВП снігового навантаження для метеостанції Семенівка

Висновок. Отримані за імовірнісними числовими моделями статистичні, частотні характеристики та розподіли викидів ВП добре узгоджуються з експериментальними даними. Розроблені моделі можна використовувати для знаходження додаткових

числових і частотних параметрів процесів, що моделюються, для моделювання сумісної дії випадкових навантажень або безпосередньо в розрахунках надійності елементів при дії одного з вищезгаданих випадкових навантажень.

Список використаних джерел

1. Северин, В. О. Імовірнісний розрахунок сталевих конструкцій на сумісну дію випадкових навантажень [Текст] : автореф. дис... канд. тех. наук: 05.23.01 / В. О. Северин. – Полтава : ПолтНТУ, 2001. – 19 с.
2. Пичугин, С. Ф. Надежность стальных конструкций производственных зданий [Текст] : монография / С.Ф. Пичугин. – Полтава : ООО «Асми», 2009. – 452 с.
3. Перельмутер, А. В. Избранные проблемы надежности и безопасности строительных конструкций [Текст] / А. В. Перельмутер. – К. : Изд-во УкрНИИпроектстальконструкция, 1999. – 212 с.
4. Croce, P. The snow load in Europe and the climate change [Text] / Pietro Croce, Paolo Formichi, Filippo Landi // Climate Risk Management. – 2018. – P. 1-17. <https://doi.org/10.1016/j.crm.2018.03.001>.
5. Vynnykov, Y. Probabilistic analysis of deformed mode of engineering constructions' soil-cement grounds [Text] / Yuriy Vynnykov, Olena Voskobiinyk, Maksym Kharchenko, Valentyn Marchenko // MATEC Web Conf. Machine Modelling and Simulations. – 2017. – Vol. 157, No. 05012. – P. 1-8. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201711602038>.
6. Chiganova, N. Reliability theory application for building structures reliability determination [Text] / Nadezhda Chiganova // MATEC Web Conf. Machine Modelling and Simulations. – 2017. – Vol. 157, No. 05012. – P. 1-7. <https://doi.org/10.1051/matecconf/20168602009>.
7. ДБН В.1.2-14-2009. Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, будівельних конструкцій та основ [Текст] / Мінрегіонбуд України. – К. : Мінрегіонбуд України, 2009. – 37 с.

8. ДБН В.1.2-2:2006. Навантаження і впливи [Текст] / Мінбуд України. – К. : Мінбуд України, 2006. – 75 с.

Северин Віталій Олексійович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельної та теоретичної механіки Полтавського національного технічного університету ім. Юрія Кондратюка. Тел. +380668838162. E-mail: navis12@ukr.net.

Северин Виталий Алексеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры строительной и теоретической механики Полтавского национального технического университета им. Юрия Кондратюка. E-mail: navis12@ukr.net.

Severyn Vitaliy Alekseevych PhD (Tech.), Associate professor, Department of Building and Theoretical Mechanics, Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk. E-mail: navis12@ukr.net.

Стаття прийнята 09.07.2018 р.

УДК 624.012.35:620.173/174

ЩОДО ОЦІНЮВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ АРМАТУРИ З БЕТОНОМ

Старш. викл. О. В. Ромашко, канд. техн. наук В. М. Ромашко (НУВГіП, м. Рівне)

К ОЦЕНИВАНИЮ СЦЕПЛЕНИЯ АРМАТУРЫ С БЕТОНОМ

Старш. преп. Е. В. Ромашко, канд. техн. наук В. Н. Ромашко

TO EVALUATION OF BOND BETWEEN REINFORCEMENT AND CONCRETE

Senior Lecturer O. Romashko, PhD (Tech.) V. Romashko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147756>

Проаналізовано найважливіші недоліки відомих способів оцінювання міцності зчеплення арматури з бетоном. Основну увагу зосереджено на оцінюванні зчеплення середніми дотичними напруженнями. Обґрунтовано, чому лінійна залежність вказаних напружень не здатна охопити процеси зчеплення арматури з бетоном у стадії експлуатації залізобетонних елементів. Запропоновано універсальну залежність середніх дотичних напружень для оцінювання зчеплення арматури з бетоном на будь-якій стадії деформування елементів.

Ключові слова: залізобетонні елементи, зчеплення арматури з бетоном, середні напруження зчеплення, стадії деформування.

Проанализированы важнейшие недостатки известных способов оценивания прочности сцепления арматуры с бетоном. Основное внимание сосредоточено на оценивании сцепления средними касательными напряжениями. Обосновано, почему линейная зависимость указанных напряжений не способна охватить процессы сцепления арматуры с бетоном в стадии эксплуатации железобетонных элементов. Предложена универсальная зависимость средних касательных напряжений для оценивания сцепления арматуры с бетоном на любой стадии деформирования элементов.

Ключевые слова: железобетонные элементы, сцепление арматуры с бетоном, средние напряжения сцепления, стадии деформирования.

The importance of addressing the issue of coupling reinforcement with concrete for the modern theory of reinforced concrete is substantiated. The most important drawbacks of the known methods for evaluating the bond strength of reinforcement to concrete have been analyzed. Particular attention is focused on bond estimating by average tangential stresses. It is substantiated why the linear dependence of these stresses on normal stresses in the reinforcement is not able to cover the processes of reinforcement bonding with concrete in the stage of reinforced concrete elements exploitation. The features of the stress state of the contact layer of concrete when pulling the reinforcing bar out of concrete at different stages of deformation of any reinforced concrete element are indicated. A universal dependence of the average tangential stresses for estimating the reinforcement bond to concrete at any stage of elements deformation is proposed. It is noted that the level of the average tangential tension of the clutch depends not only on the level of the stresses in the reinforcement, but also on the relative area of its active adhesion to the concrete. On the basis of theoretical and experimental values of the average tangential bonding stresses comparison, a statistical evaluation of the obtained dependence was made. The statistical analysis of the obtained dependence of the adhesion of reinforcing rods of different profiles and diameters with concrete of different classes, performed on the results of numerous experimental studies of domestic and foreign scientists, has shown the legitimacy of its use in practical calculations. The area of use of reinforcement bond with concrete average stresses dependence is defined. It seeks to clarify and significantly simplify the calculation of the crack strength of reinforced concrete elements, especially taking into account the level formation of normal cracks.

Keywords: reinforced concrete elements, reinforcement bond to concrete, average bond stress, deformation stage.

Вступ. Питання зчеплення арматури з бетоном завжди були та залишаються нині одними з найважливіших у теорії залізобетону. Адже загальновідомо, що разом із конструктивними заходами анкерування зчеплення забезпечує сумісну роботу арматури і бетону в конструкціях, відображуючи сутність самого залізобетону.

Особливої вагомості набувають питання зчеплення арматури з бетоном у розрахунках залізобетонних елементів за тріщиностійкістю, а також у їхньому конструюванні при визначенні довжини анкерування стержнів. Окремо слід наголосити на тому, що розрахунок попередньо напружених елементів та елементів зі змішаним армуванням, навіть за спрощеними методиками, як і їхнє конструювання, взагалі неможливо здійснити без урахування зчеплення арматури з бетоном.

Загалом на сьогодні запропоновано численні моделі, теорії та способи оцінювання зчеплення арматури з бетоном. Однак, не дивлячись на результати

різноманітних експериментально-теоретичних досліджень, згадані моделі, теорії та способи [1–5] у своїй переважній більшості залишаються доволі складними та малопридатними для використання в інженерних розрахунках.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ранні дослідження спрямовувалися переважно на оцінювання міцності зчеплення арматури з бетоном, що було вкрай важливим для розрахунку анкерування арматурних стрижнів. За критерії міцності зчеплення зазвичай приймалися:

- середні значення дотичних напружень зчеплення уздовж умовної циліндричної поверхні арматурного стрижня в граничній стадії деформування τ_{bmu} [6];

- зусилля, що відповідають початку зсуву незавантаженого кінця стрижня $\sigma_{sb}A_s$ чи загальному руйнуванню зразка при висмикуванні арматури з бетону $\sigma_{su}A_s$ [1];

- коефіцієнт повноти епюри напружень, що виникають у стрижні по довжині його закладання в бетоні від дії зовнішнього зусилля в граничній стадії деформування $\alpha = \int_0^l \sigma_s(x) \cdot dx / (\sigma_y \cdot l)$ [7];
- максимальні (пікові) дотичні напруження зчеплення τ_{bu} при критичному зміщенні арматури відносно бетону s_1 на діаграмі $\tau_b - s$ [2, 8].

І хоч кожному з наведених методів властиві свої певні недоліки, для них всіх характерним є один спільний недолік – обмеженість застосування перерахованих критеріїв зчеплення лише для граничної стадії деформування залізобетонних елементів.

Помітне розширення сучасних досліджень зчеплення арматури з бетоном значною мірою пов'язується з тріщиностійкістю залізобетонних елементів загалом і з рівнями утворення в них тріщин зокрема [4, 9]. За таких обставин виникає потреба в оцінюванні зчеплення арматури з бетоном не тільки в граничній, але й експлуатаційній стадіях деформування залізобетонних елементів. Переважна більшість дослідників подібне завдання пропонує вирішувати за допомогою діаграми «дотичні напруження зчеплення – зміщення арматури відносно бетону» [4, 5]. Однак опис зазначеної діаграми єдиною аналітичною функцією і досі залишається доволі проблематичним.

Відомі також спроби окремих дослідників оцінювати зчеплення арматури з бетоном за допомогою середніх дотичних напружень зчеплення уздовж поверхні арматурного стрижня τ_{bmi} на будь-якій стадії деформування залізобетонного елемента [9]. Однак лінійна функція, запропонована для обчислення зазначених напружень, викликає цілу низку застережень:

- за відсутності нормальних напружень в арматурному стрижні $\sigma_{si} = 0$, середні дотичні напруження зчеплення не

дорівнюють нулю ($\tau_{bmi} \neq 0$);

- залежність не здатна описати процеси зчеплення до утворення тріщин та після початку зсуву незавантаженого кінця арматурного стрижня;

• функція є чисто емпіричною та не може відобразити сутності фізичних закономірностей зчеплення арматури з бетоном на проміжних стадіях деформування залізобетонного елемента.

Таким чином, у теорії та практиці розрахунку залізобетонних елементів зчеплення арматури з бетоном пропонується оцінювати складними математичними залежностями $\tau_b - s$, визначальні параметри яких, однак, необхідно встановлювати експериментальним шляхом. При цьому у більшості випадків не враховується ні вид арматури, ні геометричні характеристики її перерізу, ні вид бетону тощо. Крім того, запропоновані дослідниками моделі, теорії і закони, методи та способи оцінювання зчеплення арматури з бетоном розрізняються між собою не тільки функціонально, але й формально. Обумовлено це як суб'єктивними, так і об'єктивними причинами, у тому числі впливом великої кількості силових, деформаційних, конструктивних і технологічних факторів на закономірності зчеплення арматури з бетоном. Інакше кажучи, оцінювання зчеплення арматури з бетоном через неминуче інтегрування залежності $\tau_b - s$ уздовж ділянки закладання арматурного стрижня й надалі залишається доволі складним завданням навіть при використанні спеціального програмного забезпечення.

Запропонована в роботі [9] лінійна функція середніх напружень зчеплення арматури з бетоном через вищенаведені недоліки теж не може бути рекомендована для інженерних розрахунків. Цілком очевидно, що охопити всі стадії деформування залізобетонного елемента може лише нелінійна функція середніх напружень зчеплення арматури з бетоном.

Визначення мети та задачі досліджень. Дані дослідження спрямовані на розроблення інженерного способу оцінювання зчеплення арматури з бетоном на будь-якій стадії деформування залізобетонних елементів. З усіх вищеперерахованих методів оцінювання зчеплення арматури з бетоном перевага віддана середнім дотичним напруженням зчеплення уздовж умовної циліндричної поверхні арматурного стрижня. Основним завданням даних досліджень є отримання універсальної нелінійної залежності зазначених напружень від нормальних напружень в арматурі при висмикуванні її з бетону.

Основна частина досліджень. Кожному з вищезгаданих методів оцінювання зчеплення арматури з бетоном властиві свої недоліки, переважно за якими вони і розрізняються між собою. Однак спільним для цих методів є те, що всі вони так чи інакше спрямовані на визначення зусилля зчеплення арматури з бетоном на певній стадії деформування залізобетонного елемента.

Безперечно, найпростіше зусилля зчеплення можна визначити на будь-якій стадії деформування, якщо відома функція середніх дотичних напружень зчеплення арматури з бетоном. Для встановлення її характеру розглянемо схему зміни та особливості напруженого стану контактної шару бетону та арматурного стрижня при висмикуванні його з бетону (рис. 1).

I – умовно-пружна стадія. При невеликому зусиллі бетон і арматура деформуються майже пружно: епюра нормальних напружень у стрижні близька до трикутної, максимальні дотичні напруження зчеплення τ_{bmax^2} виникають поблизу завантаженого кінця бетонного зразка, а їхні середні значення можна прийняти наближено рівними $\tau_{bm^2} = \tau_{bmax^2} / 2$.

II – пружно-пластична стадія. Поява помітних пластичних деформацій у бетоні

призводить до викривлення епюри нормальних напружень в арматурі, максимальні дотичні напруження зчеплення τ_{bmax^2} залишаються близькими до завантаженого кінця бетонного зразка, але коефіцієнт повноти епюри зазначених напружень $\tau_{bm^2} / \tau_{bmax^2I}$ починає зростати.

III – стадія зсуву. При значних зміщеннях завантаженого кінця стрижня можуть мати місце не тільки пластичні деформації бетону під його виступами, але й часткові руйнування бетону в контактному шарі. Максимальні дотичні напруження зчеплення τ_{bmax^2II} поступово зміщуються до незавантаженого кінця бетонного зразка при постійному зростанні коефіцієнта повноти епюри зазначених напружень $\tau_{bm^2} / \tau_{bmax^2II}$.

IV – стадія руйнування. Найменше зростання зусилля супроводжується проковзуванням арматурного стрижня по всій його довжині.

Розглянута схема характерна для випадку, коли деформації арматури залишаються пружними до руйнування бетонного зразка без виникнення в ньому тріщин. Деформування ж залізобетонних елементів з тріщинами (з розтягнутим бетоном) відбувається за дещо іншою схемою. Для них основною є друга багаторівнева стадія утворення тріщин з певним наближенням до третьої стадії лише на останньому рівні їхнього розвитку.

Враховуючи сказане, середні дотичні напруження зчеплення арматури з бетоном на проміжних стадіях τ_{bm} будемо описувати аналогічно до граничної стадії f_{bd} за відомою формулою

$$\tau_{bm} = \sigma_s \cdot \varnothing_s / (4 \cdot l_i), \quad (1)$$

де σ_s – найбільші напруження в арматурі на ділянці її зчеплення з бетоном;

\varnothing_s – діаметр арматурного стрижня;

l_i – ділянка активного зчеплення арматури з бетоном.

Нескладно помітити, що рівень середніх дотичних напружень зчеплення

$$\tau_{bm} / f_{bd} = \sigma_s / \sigma_y \cdot l_s / l_i \quad (2)$$

залежить не тільки від рівня крайових напружень в арматурі, але й від відносної ділянки активного зчеплення, яку завдяки обробці експериментальних даних [5, 7, 8,

10–14] рекомендується обчислювати за виразом

$$l_i / l_s \approx (\sigma_s / \sigma_y)^{1/\eta_s}, \quad (3)$$

де σ_y – граничні напруження в арматурі ($\sigma_y = f_y$);

l_s – ділянка активного зчеплення арматури з бетоном у граничній стадії;

$1/\eta_s$ – параметр інтенсивності зчеплення.

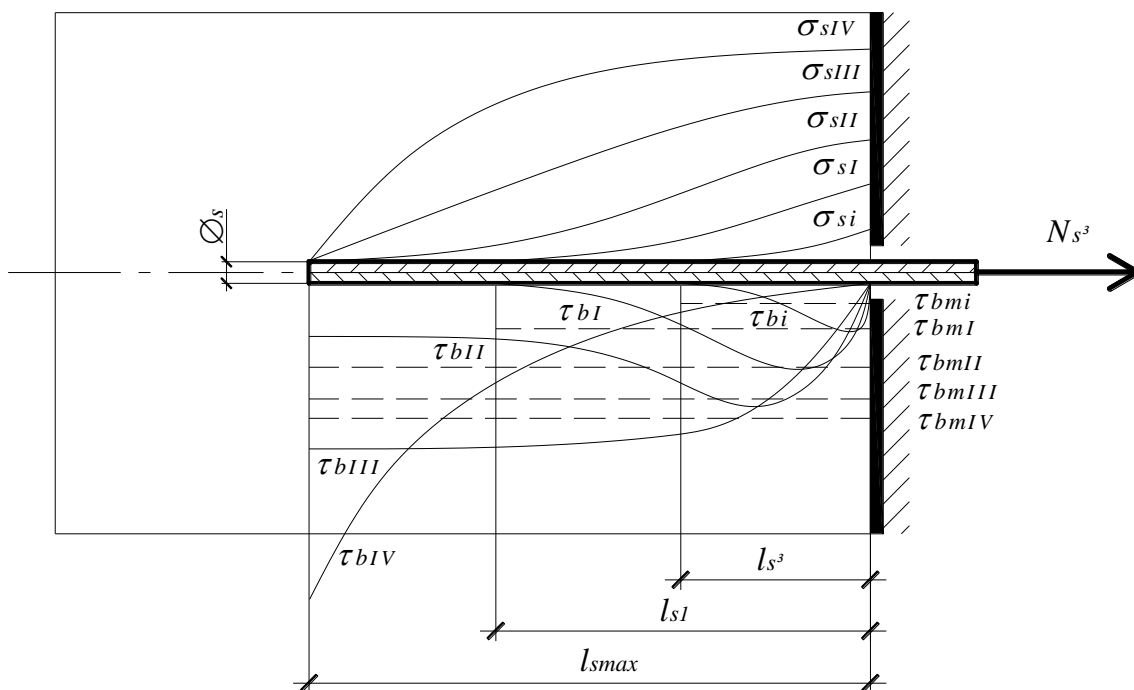


Рис. 1. Схема зміни напруженого стану контактної шару бетону та арматурного стрижня при висмикуванні його з бетону

За результатами обробки експериментальних даних, наведених на рис. 2, 3, коефіцієнт η_s рекомендується приймати рівним: η_1 – для арматури періодичного профілю, $6 \cdot \eta_1$ – для арматури гладкого профілю.

З урахуванням граничних значень середніх напружень зчеплення

$$f_{bd} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot f_{\bar{n}tk} \quad (4)$$

універсальна залежність середніх дотичних

напружень зчеплення арматури з бетоном набуде остаточного вигляду

$$\tau_{bm} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot f_{\bar{n}tk} \cdot (\sigma_s / \sigma_y)^{1-1/\eta_s}, \quad (5)$$

де η_2 – коефіцієнт, що враховує вплив діаметра арматури [3].

Статистичний аналіз отриманої залежності (5) з оцінювання зчеплення арматури з бетоном, наведений у таблиці, свідчить про правомірність її використання в практичних розрахунках.

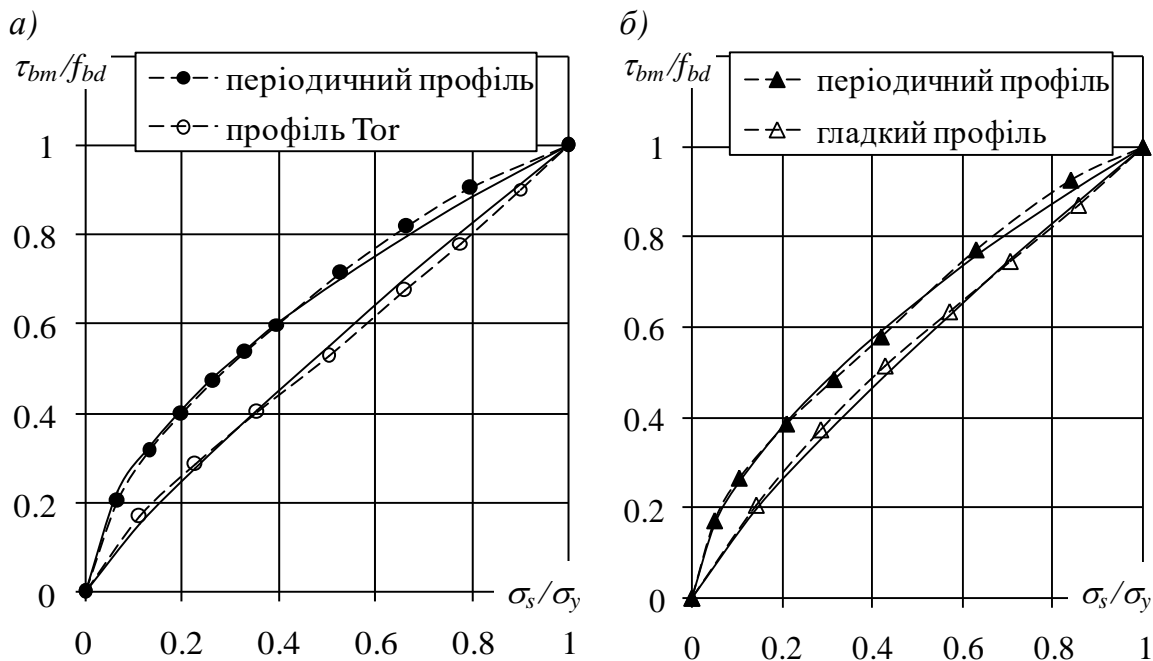


Рис. 2. Теоретичні (—) та експериментальні (---) залежності середніх дотичних напружень зчеплення від нормальних напружень в арматурі за дослідями:
 а – Amstutz E. [11]; б – Bernander K. [12]

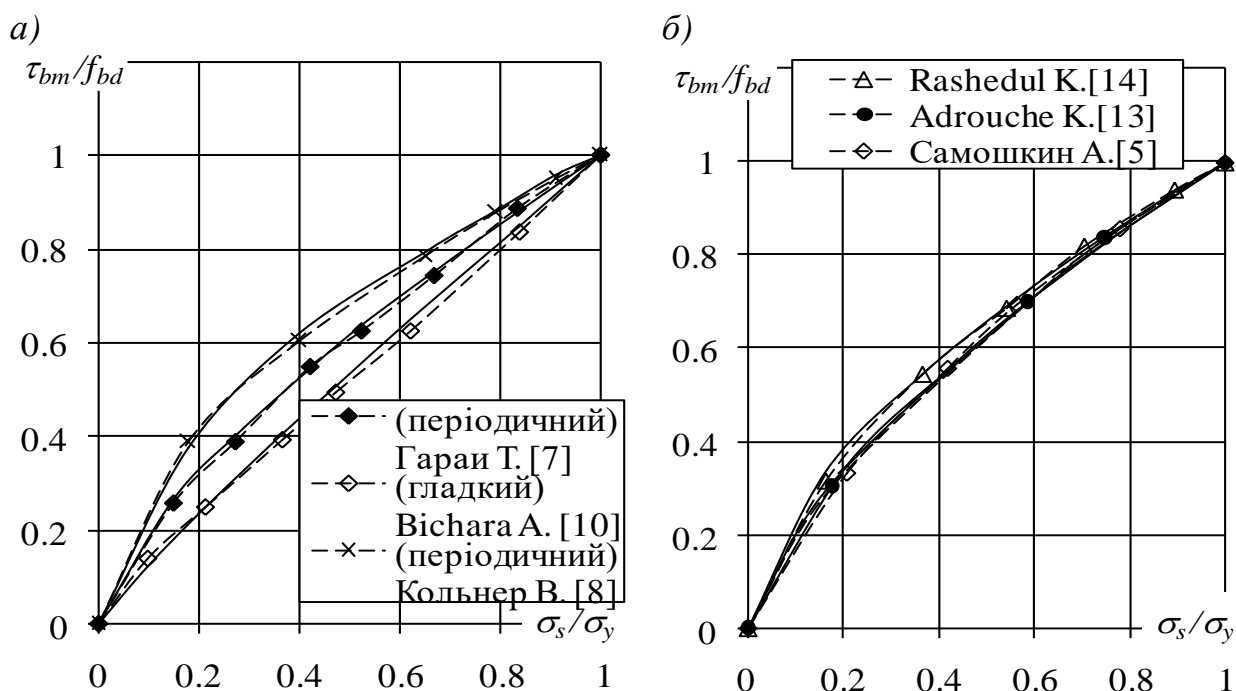


Рис. 3. Теоретичні (—) та експериментальні (---) залежності середніх дотичних напружень зчеплення від нормальних напружень в арматурі:
 а – різного профілю; б – періодичного профілю

Порівняння теоретичних і дослідних значень середніх дотичних напружень зчеплення арматури з бетоном

Автори досліджень	Рік	Профіль та діаметр арматури, мм	Відхилення від дослідних даних,		
			Δ	σ	$\nu, \%$
Bichara A. [10]	1951	гладкий, 39	1,01	5,97	5,94
Amstutz E. [11]	1955	тор, 30	1,00	4,71	4,71
		періодичний, 30	0,99	3,22	3,25
Bernander K. [12]	1957	гладкий, 15	1,02	2,59	2,55
		періодичний, 16	1,01	2,26	2,25
Гараи Т. [7]	1959	періодичний, 20	0,99	1,34	1,35
Кольнер В. [8]	1965	періодичний, 20	1,00	1,73	1,73
Adrouche K. [13]	1987	періодичний, 16	0,995	2,00	2,01
Rashedul K. [14]	2014	періодичний, 20	0,994	2,29	2,30
Самошкин А. [5]	2017	періодичний, 16	0,998	2,28	2,29

Висновки. Виходячи з вищевикладеного, оцінювання зчеплення арматури з бетоном у практичних розрахунках рекомендується виконувати за допомогою нелінійної функції середніх дотичних

напружень зчеплення. Це дозволить не тільки уточнити, але й суттєво спростити розрахунок тріщиностійкості залізобетонних елементів [15], особливо з урахуванням рівнів утворення тріщин.

Список використаних джерел

1. Астрова, Т. И. Об оценке прочности сцепления стержневой арматуры с бетоном [Текст] / Т. И. Астрова // Трещиностойкость и деформативность обычных и предварительно напряженных железобетонных конструкций; [под ред. А. А. Гвоздева]. – М. : Стройиздат, 1965. – С. 223-270.
2. Холмянский, М. М. Контакт арматуры с бетоном [Текст] / М. М. Холмянский. – М. : Стройиздат, 1981. – 184 с.
3. Eurocode-2: Design of Concrete Structures. Part 1-1: General Rules and Rules for Building: EN 1992-1-1 [Final Draft, December, 2004], Brussels: CEN, 2004. – 226 p.
4. Аналитическая модель сцепления и нелинейная податливость арматурных связей при раскрытии дискретных трещин в железобетонных конструкциях [Текст] / В. И. Колчунов [и др.] // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди: зб. наук. праць. – Рівне, 2016. – Вип. 32. – С. 183-196.
5. Самошкин, А. С. Математическая модель деформирования железобетона с учетом контактного взаимодействия его структурных компонентов [Текст] / А. С. Самошкин, В. М. Тихомиров // Вычислительные технологии. – 2017. – Т.22. – Спец. вып.1. – С. 75-86.
6. Abrams, D. A. Studies of bond between concrete and steel [Text] / D. A. Abrams // Proc. ASTM. – 1925. – V.25. – P. 2-10.

7. Гараи, Т. Исследование анкеровки арматуры в бетоне [Текст] / Т. Гараи // Исследование прочности элементов железобетонных конструкций: сб. тр. НИИЖБ. – М. : Госстройиздат, 1959. – Вып. 5. – С. 78-109.
8. Кольнер, В. М. Сцепление с бетоном и прочность заделки стержневой арматуры периодического профиля [Текст] / В. М. Кольнер [и др.] // Бетон и железобетон. – 1965. – № 11. – С. 15–19.
9. Кочкаръов, Д. В. Про середні напруги зчеплення арматури з бетоном [Текст] / Д. В. Кочкаръов // Вісник НУВГП (тех. науки). – 2014. – Вип. 1(65). – С. 176-185.
10. Bichara, A. Etude du probleme de l'adherence dans le beton arme [Text] / A. Bichara // Cahiere du Centre Scientifique et Technique du Batiment. – Paris: CSTB, 1951. – P. 117-127.
11. Amstutz, E. Über das Zusammenwirken von Beton und Bewehrung in Stahlbetonbauwerken [Text] / E. Amstutz // Bauingenieur, Vol. 30, Heft 10, 1955. – P. 353-359.
12. Bernander, K. G. An investigation of bond by means of strain measurements in high tensile bars embedded in long cylindrical pull-out specimens [Text] / K. G. Bernander // R.I.L.E.M. Symposium on Bond and Crack Formation in Reinforced Concrete, Vol.1, Stockholm, 1957. – P. 203-210.
13. Adrouche, K. Influence of the constitutive parameters for steel-concrete association on bond strength under slow cyclic loading [Text] / K. Adrouche, M. Lorrain // Materials and Structures, RILEM, vol. 20, 1987. – P. 315-320.
14. Rashedul, K. Bond stress behavior between concrete and steel rebar: Critical investigation of pull-out test via Finite Element Modeling [Text] / K. Rashedul, I. Mashfiqul // International Journal of Civil and Structural Engineering, Vol. 5, No1, 2014. – P. 80-90.
15. Ромашко, В. М. Деформаційно-силова модель опору бетону та залізобетону [Текст] : монографія / В. М. Ромашко. – Рівне : О. Зень, 2016. – 424 с.

Ромашко Олена Василівна, старший викладач кафедри основ архітектурного проектування, конструювання і графіки Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне.

Тел.: (096) 131-99-17. E-mail: romashkoolena@gmail.com.

Ромашко Василь Миколайович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри основ архітектурного проектування, конструювання і графіки Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне. Тел.: (097) 595-75-91. E-mail: romashkovasyl@gmail.com.

Ромашко Елена Васильевна, старший преподаватель кафедры основ архитектурного проектирования, конструирования и графики Национального университета водного хозяйства и природопользования (г. Ровно). Тел.: (096) 131-99-17. E-mail: romashkoolena@gmail.com.

Ромашко Василий Николаевич, канд. техн. наук, доцент кафедры основ архитектурного проектирования, конструирования и графики Национального университета водного хозяйства и природопользования (г. Ровно). Тел.: (097) 595-75-91. E-mail: romashkovasyl@gmail.com.

Romashko Olena, Senior lecturer, Department of Architectural Designing Bases, Constructing and Graphics, National University of Water Management and Nature Recourses Use (Rivne). Tel.: (096) 131-99-17.

E-mail: romashkoolena@gmail.com.

Romashko Vasyl, PhD (Tech.), Associate professor, Head of Department “Architectural Designing Bases, Constructing and Graphics” National University of Water Management and Nature Recourses Use (Rivne).

Tel.: (097) 595-75-91. E-mail: romashkovasyl@gmail.com.

Статтю прийнято 25.10.2018 р.

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ УКРАЇНСЬКОГО
ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ**

**COLLECTION OF SCIENTIFIC WORKS OF THE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF RAILWAY
TRANSPORT**

Випуск 179

«Збірник наукових праць УкрДУЗТ» включено до списку друкованих (електронних) періодичних видань, що включаються до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Наказ МОН України від 21.12.2015 р. № 1328 (додаток 8)).

Статті друкуються в авторській редакції мовою оригіналу.
Всі статті пройшли подвійне сліпе наукове рецензування.

Відповідальний за випуск Новікова М. А.

Редактори Ібрагімова Н. В., Третьякова К. А.

КВ № 21515 - 11415ПР від 27.07.2015 р. Підписано до друку 27.09.2018 р.
Формат паперу А4. Папір писальний.
Умовн. друк. арк. 8,75. Тираж 105. Замовлення № 204

Видавець Український державний університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018р.