

*Л. В. РАЗАРЬОНОВ, В. О. ГУРКО*

## ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ КОРОТКОБАЗОВОГО МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З БОРТОВИМ ПОВОРОТОМ ПРИ ВИКОНАННІ РАЗВОРОТУ

Проведений огляд особливостей роботи ківшевих малогабаритних навантажувачів. Виконаний аналіз публікацій показав, що на сьогодні немає рекомендацій щодо оцінки динамічної стійкості малогабаритного ковшового навантажувача з бортовою системою повороту при виконанні розвороту. Існуючі методики розглядають лише статичну стійкість, яка недостатньо описує процес стійкості машини під час повороту. Експлуатація таких машин на будівельних майданчиках, свідчить, що втрата ними стійкості можлива при виконанні повороту. Існуючі методики розглядають лише статичну стійкість, яка недостатньо описує процес стійкості машини і під час повороту. Метою цієї статті є дослідження і розробка методики розрахунку показників коливального процесу та динамічної стійкості короткобазового навантажувача з бортовою системою повороту та визначення критичного кута перекидання і періоду головної форми коливання. Поряд з оцінкою стійкості в розрахункових положеннях для звичайних колісних навантажувачів, виконаний аналіз стійкості машин, що розглядаються при різкому гальмуванні одного з бортів. Розглядаючи динамічну стійкість навантажувача при його повороті щодо одного нерухомого борту, вважаємо, що раптово прикладена до центру мас навантажувача відцентрова сила спочатку збуджує коливання машини на пружних ходових колесах, надалі коливальний процес може інтенсивно наростати внаслідок ковзання коліс в області контакту з опорною поверхнею. Критерієм втрати стійкості слід вважати можливий відрив хоча б одного колеса від поверхні дороги. Динамічна стійкість навантажувача оцінюється кутом відхилення вперед центру мас навантажувача з найбільшим вантажем щодо положення статичної рівноваги. Положення нестійкої рівноваги навантажувача відповідає положенню центру мас на вертикалі, що проходить через вісь передніх коліс. Встановлено залежності періоду основної форми коливань для визначення стійкості ковшових колісних навантажувачів з бортовою системою повороту.

**Ключові слова:** динамічна стійкість, навантажувач, бортова система повороту, період коливань.

*L. RAZARENNOV, V. HURKO*

## PECULIARITIES OF OPERATION OF A SHORT-BASE COMPACT LOADER WITH LATERAL ROTATION WHEN PERFORMING A U-TURN

The article reviews the features of the operation of small-sized bucket loaders. An analysis of publications has shown that there are currently no recommendations for assessing the dynamic stability of a small-sized bucket loader with an on-board steering system when making a turn. Existing methods consider only static stability, which does not sufficiently describe the process of machine stability during turning. The operation of such machines on construction sites shows that they can lose stability when making a turn. Existing methods consider only static stability, which does not sufficiently describe the process of machine stability during turning. The purpose of this article is to study and develop a methodology for calculating the indicators of the oscillatory process and dynamic stability of a short-base loader with an on-board steering system and to determine the critical overturning angle and the period of the main oscillation form. Along with the assessment of stability in the design positions for conventional wheeled loaders, the stability of the machines under consideration is analysed when one of the sides is suddenly braked. Considering the dynamic stability of the loader when it is turning relative to one fixed side, we believe that the centrifugal force suddenly applied to the centre of mass of the loader initially excites oscillations of the machine on elastic running wheels, and then the oscillation process can intensify due to wheel sliding in the area of contact with the bearing surface. The criterion for loss of stability is the possible detachment of at least one wheel from the road surface. The dynamic stability of the forklift is assessed by the angle of forward deviation of the centre of mass of the forklift with the largest load relative to the static balance position. The position of the unstable equilibrium of the forklift corresponds to the position of the centre of mass on the vertical axis passing through the axis of the front wheels. The dependences of the period of the main form of oscillations for determining the stability of bucket wheel loaders with an on-board steering system have been established.

**Key words:** dynamic stability, loader, on-board turning system, oscillation period

**Актуальність проблеми.** Малогабаритні пневмоколісні фронтальні навантажувачі з бортовою системою повороту набули широкого застосування. Їх відрізняє від класичних навантажувачів високі експлуатаційні показники, універсальність застосування, маневреність, мобільність. Вони прості в управлінні та обслуговуванні, їх вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі. Завдяки набору змінного робочого обладнання вони знаходять широке застосування у цивільному, міському та комунальному будівництві.

Особливістю цієї машини є тривалий поворот, на який витрачається до 40% часу циклу. Малогабаритні навантажувачі можуть виконувати розворот навколо свого «геометричного центру», але це тягне за собою інтенсивні коливання кістяка машини, що може призвести до дискомфортних умов для водія та перекидання навантажувача [1–6].

**Аналіз публікацій.** З огляду на важливість проблеми стійкості навантажувачів, її аналізу та вирішенню присвячено чимало робіт. Значна їх

частина присвячена стійкості навантажувачів зі зчленованою рамою [7–9]. Менше публікацій спрямовано на дослідження стійкості короткобазових навантажувачів з бортовою системою повороту [1, 10–15]. Зокрема, у [10] з метою дослідження процесу повороту такого навантажувача за допомогою так званої магічної формули описано взаємодіє коліс з ґрунтом, а також з використанням програмного забезпечення AMESim та Motion побудовано 3D модель машини, адекватність якої була доведена експериментально. В [11] запропоновано адаптивний регулятор крутного моменту, що дозволяє запобігати бічному заносу машини під час повороту. Дослідження вібрацій та стійкості руху навантажувача в умовах руху колісного навантажувача під час випадкових збурень від ґрунту проведено у [12], а у [13] досліджено стійкість короткобазового навантажувача під час його переїзду через одиночну перешкоду.

© Л. В. Разарьонов, В. О. Гурко, 2024

Експлуатація короткобазових навантажувачів з бортовою системою повороту свідчить, що втрата ними стійкості можлива при їхньому розвороті з одночасним гальмуванням одного з бортів. Чинним ДСТУ передбачено оцінку лише поздовжньої стійкості ковшових навантажувачів, наведено методику визначення коефіцієнта запасу стійкості традиційних навантажувачів при повороті. Вважають, що навантажувачі втрачають стійкість, як зазначено у роботах Базанова А.В., Забегалова Г.В. при відриві одного з ходових коліс від опорної поверхні. Інерційні сили, що виникають при гальмуванні стріли навантажувача, що опускається, враховані в роботах Векслером В.М. та Мухой Т.І. Холодов А.М., Нічке В.В та Назаров Л.В. запропонували методику визначення коефіцієнта запасу стійкості традиційних навантажувачів при повороті. Необхідно відзначити, що радіус повороту навантажувачів з шарнірно-зчленованою рамою досить великий і відцентрові сили навіть за відносно великої лінійної швидкості малі.

Проведений аналіз публікацій показав, що на сьогодні недостатньо робіт, присвячених оцінці динамічної стійкості малогабаритного ковшового навантажувача з бортовою системою повороту при виконанні розвороту. Існуючі методики розглядають лише статичну стійкість, яка недостатньо описує процес стійкості машини і під час повороту. В роботі [1-15] проведено динамічне дослідження малогабаритного навантажувача під час повороту. Запропонована одномасна математична модель, яка не враховує коливання ковша з вантажем.

**Мета і задачі.** Метою виконання дослідження є розробка методики розрахунку показників коливального процесу та динамічної стійкості короткобазового навантажувача з бортовою системою повороту. До основних вирішуваних завдань віднесено:

- розробка розрахункової схеми моделі навантажувача при суттєвому ковзанні ходових коліс під час виконання повороту;
- Визначення критичного кута перекидання та періоду головної форми коливання.

**Основна частина.** Кафедрою БДМ ХНАДУ виконано дослідження стійкості малогабаритних навантажувачів. В якому, поряд з оцінкою стійкості в розрахункових положеннях для звичайних колісних навантажувачів, виконаний аналіз стійкості машин, що розглядаються при різкому гальмуванні одного з бортів. Максимальне уповільнення обертання ходових коліс зумовлюється найвищим темпом зміни робочого об'єму тягових насосів  $V_{ni} = k_{\omega} \omega_e t \leq V_{n\max}$  і такими, що відповідають цьому кутовим прискоренням коліс

$$\varepsilon = \frac{1}{t_{\sigma p}} \frac{\partial \omega_m}{\partial t} = \frac{k_{\omega} \omega_e^2 \eta_0^2}{V_M i_{\sigma p}}. \quad (1)$$

де  $\omega_e$  – кутова швидкість роторів насоса;

$V_M$  – робочий об'єм гідромоторів;

$k_{\omega}$  – постійна тягових насосів, що залежить від подачі підживлювального насоса, параметрів циліндрів управління та кінематики механізму повороту похилого диска (для ПМТС-1200  $k_{\omega} = 0.159(\text{см}^3/\text{об})/\text{рад}$ ).

Дослідженням на екстремум функціональних залежностей зміни у часі тангенціального і нормального прискорень навантажувача при розвороті встановлено умови його найбільш ймовірного перекидання. Відповідне до цього найбільше тангенціальне  $P_{\tau}$  і нормальне  $P_{N\max}$  інерційні зусилля запропоновані в центрі ваги досягають значень

$$P_{\tau} = m \frac{K \omega_e^2 r_k \eta_0^2}{2V_M i_{\sigma p}}; \quad (2)$$

$$P_{N\max} = m \frac{v_0^2}{B_k}, \quad (3)$$

де крім уже названих величин  $m$  – маса машини з вантажем;  $V_M$  – швидкість руху навантажувача до моменту його виходу на розворот;  $b$  – колія навантажувача;  $v_0$  – швидкість центру мас.

З урахуванням можливого перекидання навантажувача на кут ковша, коефіцієнт запасу стійкості слід перевірити за виразом

$$k_3 = \frac{mg \sqrt{l_{cm}^2 + \frac{B_k^2}{4}}}{\sqrt{(P_{\tau} h_{cm})^2 + (P_{N\max} h_{cm})^2}} > 2.0, \quad (4)$$

де  $m$  – загальна (з урахуванням вантажу) маса навантажувача;

$h_{cm}$  і  $l_{cm}$  – координати центру мас навантажувача відповідно передньої осі;

$B_k$  – колія машини;

$P_{\tau}$  і  $P_{N\max}$  – поздовжня та відцентрова сили інерції, що визначаються виразами (2) та (3).

У загальному балансі плечей і моментів перші доданки підкорених виразів не перевищують 8 та 4%. Тому в першому наближенні з похибкою не більше 4% квазістатичну стійкість машини можна розглядати щодо ребра перекидання, що проходить через колеса борту машини, що забігає. Тоді з урахуванням дворазового запасу стійкості

$$k_{cm} = \frac{mg \frac{B}{2}}{P_{N\max} h_{cm}} = 2,0, \quad (5)$$

За умовою перекидання допустима висота центру мас навантажувача з вантажем у ковші у транспортному режимі руху не повинна перевищувати значення

$$h_{ум} < \frac{gB_k^2}{2 \cdot v_0^2}, \quad (6)$$

Для ПМТС-1200  $h_{ум} < 0.9$  м, що відповідає розташуванню центру мас ковша з вантажем 1,2 т на висоті не більше 0.8 м над опорною поверхнею.

Зазначимо, що найбільша ймовірність перекидання виникає при зупинених ходових колесах борту машини, що відстає.

Розглядаючи динамічну стійкість навантажувача при його повороті щодо одного нерухомого борту, вважаємо, що раптово прикладена до центру мас навантажувача відцентрова сила спочатку збуджує коливання машини на пружних ходових колесах. Надалі коливальний процес може інтенсивно наростати внаслідок ковзання коліс в області контакту з опорною поверхнею [10]. Критерієм втрати стійкості слід вважати можливий відрив хоча б одного колеса від опорної поверхні дороги [15]. (рис. 1).

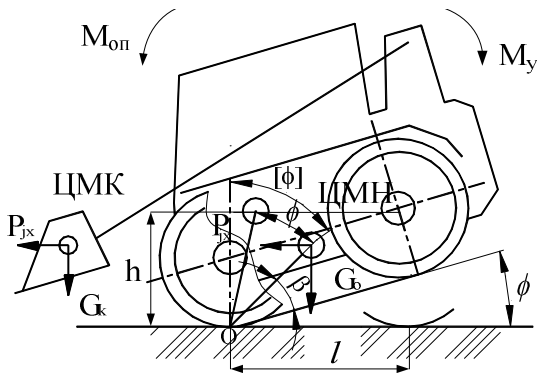


Рисунок 1 – Схема оцінки динамічної стійкості навантажувача

Як зазначалося вище, динамічна стійкість навантажувача оцінюється кутом відхилення вперед центру мас навантажувача з найбільшим вантажем щодо положення статичної рівноваги (див. рис. 1). Початкове положення центру мас машини визначається кутом  $\beta$ , при цьому передбачається, що борт зупинений.

Тоді

$$\arctg \beta = \frac{h_{ум}}{l} \quad (7)$$

Положення нестійкої рівноваги навантажувача відповідає положенню центру мас на вертикалі, що проходить через вісь передніх коліс (див. рис. 1) і визначається виразом

$$[\phi] = \frac{\pi}{2} - \beta - 3^0. \quad (8)$$

В рівності (7)  $3^0$  – допустимий кут ухилу робочого майданчика навантажувача, а якщо кут відхилення навантажувача вперед  $\phi$  менше  $[\phi]$ , то навантажувач стійкий. якщо  $\phi > [\phi]$ , то машина

перекидається вперед.

Головна форма коливань навантажувача формується переміщенням машини вздовж осі X і поворотом кістяка вперед, щодо передньої осі. Причому коливання викликані цими двома рухами зміщені друг відповідно друга по фазі, тому період головної форми коливань  $\tau_{ГФ}$

$$\tau_1 \leq \tau_{ГФ} \leq \tau_1 + \tau_2, \quad (9)$$

де  $\tau_1$  – мінімальний період поздовжніх власних коливань навантажувача;

$\tau_1 + \tau_2$  – сума двох періодів коливань навантажувача у поздовжній площині.

Прийнявши в першому наближенні головну форму коливань близької до синусоїди, можна вважати, що кут відхилення навантажувача від положення статичної рівноваги визначається рівністю

$$\phi = \omega_{cp} \frac{\pi}{2}, \quad (10)$$

де  $\omega_{cp}$  – середня швидкість повороту центру мас навантажувача по координаті  $\phi$ .

Для синусоїдальної зміни швидкості руху

$$\omega_{cp} \approx 0.64 \omega_{max}, \quad (11)$$

де  $\omega_{max}$  – найбільша кутова швидкість повороту навантажувача по координаті, визначається з виразу

$$\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{ум}}, \quad (12)$$

де  $v_0$  – швидкість навантажувача, допустима потужністю двигуна;

$h_{ум}$  – висота центра мас навантажувача.

Величина  $v_0$  визначається, як [15]

$$v_0 = \frac{N_d \eta_{pp} \eta_{\Gamma} \eta_{op}}{M_{II}} \cdot \frac{B_k}{2}, \quad (13)$$

де  $N_d$  – потужність двигуна;

$M_{II}$  – опір повороту навантажувача;

$\eta_{pp}, \eta_{op}, \eta_{\Gamma}$  – к.к.д. відповідно, роздавального редуктора, бортового редуктора та гідромеханічного насоса з гідромотором.;

$B_k$  – колія навантажувача.

Враховуючи вищевикладене, кут відхилення центру мас навантажувача від статичного положення визначається рівнянням

$$\phi = 0.64 \frac{v_0}{h_{ум}} \cdot \frac{\tau}{2}, \quad (14)$$

де  $\tau$  – період основної форми коливань

навантажувача у поздовжній вертикальній площині.

На стадії формування технічного завдання проектування навантажувача можна скористатися наближеним варіантом розрахунку.

Оскільки  $\tau_1 + \tau_2 > \tau > \tau_1$ , тоді величина,  $\tau_{\min}$  визначається

$$\tau_{\min} = 2\pi \sqrt{\frac{m_H}{4C_{\tau H}}}, \quad (15)$$

де  $m_H$  – повна маса навантажувача;

$C_{\tau}$  – тангенціальна жорсткість однієї шини, яка визначається за формулою Хедекеля.

Тоді можна знайти значення  $\tau$  по відношенню до  $\tau_{\ominus}$  для еталонного навантажувача.

Період головної форми коливань еталонного навантажувача

$$\tau_{\ominus} = -1.595 + 4.53v_0 - 2.131v_0^2, \quad (16)$$

де  $v_0$  – визначається рівністю (13), зазвичай складає  $v_0 \approx 1,0 \dots 1,2$  м/с.

Отже фактичний період основної форми коливань проектного навантажувача на 4 опорах досягає значення

$$\tau_H = \frac{\tau_{\ominus}}{2\pi \sqrt{\frac{m_{\ominus}}{4C_{\tau \ominus}}}} 2\pi \sqrt{\frac{m_H}{4C_{\tau H}}}, \quad (17)$$

$$\text{або} \quad \tau_H = \tau_{\ominus} \sqrt{\frac{m_H}{m_{\ominus}}}. \quad (18)$$

При відриві задніх ходових коліс від опорної поверхні вдвічі знижується загальна тангенціальна жорсткість опор.

Основна форма коливань проектного навантажувача досягає значення

$$\tau = 1.4 \cdot \tau_H. \quad (19)$$

Таким чином, при заданій висоті розташування найбільшого вантажу на підставі (14) навантажувач стійкий, якщо  $\phi < [\phi]$ , то навантажувач стійкий і перекидається вперед тоді, коли  $\phi \geq [\phi]$ .

Для підвищення стійкості необхідно встановити автоматичну систему стеження, яка дозволила б знижувати коливання кістяка. Якщо встановити блок автоматизованої системи керування акселерометром і з'єднати його з системою керування тяговими насосами, це дозволить відключати тяговий привід навантажувача при надмірних коливаннях.

Робота навантажувача повинна виконуватися на рівній поверхні з твердим покриттям, а кут нахилу робочого майданчика не повинен перевищувати  $3^\circ$ .

При розвантаженні ковша на максимальній висоті для забезпечення стійкості навантажувача доцільно виконувати його розворот на місці противключення тягових насосів, а маневрування проводити прямолінійними рухами машини. При розвороті навантажувача «відразу» необхідно, щоб ківш з вантажем займав висоту від рівня опорної поверхні не більше  $2/3$  висоти центру мас кістяка машини. У процесі виконання транспортних операцій та маневрування, ківш повинен знаходитися по висоті на 250-600 мм від опорної поверхні.

### Висновки

1. Показано, що квазістатична стійкість навантажувача з найбільшим вантажем у ковші, з урахуванням дії інерційних сил, але без урахування коливань кістяка машини забезпечується з двократним запасом, коли центр мас ковша з вантажем знаходиться на одному рівні з висотою центру мас кістяка навантажувача. Рекомендується виконувати транспортні операції в робочому процесі з маневруванням та поворотом навантажувача при висоті днища ковша не більше  $2/3$  висоти центру мас навантажувача. Маневрування та повний розворот навантажувача при здійсненні розвантаження ковша на найбільшій висоті слід виконувати противключенням тягових насосів, коли відцентрова сила досягає нульового значення.

2. Виконано оцінку динамічної стійкості навантажувача, що розглядається. Як критерій оцінки динамічної стійкості навантажувача з максимальним вантажем прийнятий кут перекидання машини навколо передніх ходових коліс з урахуванням положення статичної рівноваги. Так для машин, подібних до навантажувача ПМТС 1200, допустимий кут перекидання не перевищує  $20^\circ$ , а на майданчиках з дозволим ухилом до  $3^\circ$  – не більше  $17^\circ$ . Для забезпечення динамічної стійкості короткобазових навантажувачів рекомендується розворот проводити зі швидкістю не більше 4 км/год. над опорною поверхнею не більше  $2/3$  висоти центру мас кістяка машини.

3. Встановлено залежності періоду основної форми коливань для визначення стійкості ковшових колісних навантажувачів з бортовою системою повороту.

### Список літератури

1. Рязарёнов Л.В. *Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота*: автореф. дис. на соискание научн степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машини для земляных, дорожных та лісотехнічних работ» / Л.В. Рязарёнов. – Харьков, 2011. 22с.
2. Madau R. An active oscillation reduction method for off-highway front loaders / R. Madau, A. Vacca // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. – 2023. – Vol 237, no. 6. P. 1015-1031. <https://doi.org/10.1177/09596518221145978>.
3. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames // 20<sup>th</sup> International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia – pp. 457-463.
4. Подригало М. А. *Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного*

- самохідного шасі // М. А.Подригало, О. А. Бобошко, Л. В.Разарьонов, О. Г. Закапко, О. І.Зінченко, В. М. Краснокутський / Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. №2. 2020 – с. 84-89
- Li X. *Research on dynamic behaviors of wheel loaders with different layout of hydropneumatic suspension* / X. Li, W. Lv, W. Zhang, H. Zhao. *Journal of Vibroengineering*. – 2017. Vol. 19, no. 7. – P. 5388–5404. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18277>.
  - Патент 148809 на корисну модель України МПК (2006.01) А01В51/02 *Самохідне шасі з переднім поворотним мостом*. Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Рогозин І.В.. Бюл. №38/2021.
  - Bołoz Ł. Assessment of the Stability of Bev Lhd Loader / Ł. Bołoz, A. Kozłowski, W. Horak // *Management Systems in Production Engineering*. – 2022. Vol. 30, no. 4. P. 377–387. <https://doi.org/10.2478/mspe-2022-0048>.
  - Building a novel dynamics rollover model for critical instability state analysis of articulated multibody vehicles / Qingyuan Zhu [et al.] // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. – 2021. Vol. 28, no. 3. P. 329. <https://doi.org/10.1504/ijhvs.2021.117497>.
  - Sierzputowski G. A mathematical model for determining and improving rollover stability of four-wheel earthmoving vehicles with arbitrary undercarriage system design / G. Sierzputowski, P. Dudziński // *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 20, no. 2. <https://doi.org/10.1007/s43452-020-00054-w>.
  - Analysis of Skid Steer Loader Steering Characteristic / Feng Ren [et al.] // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2014. – Vol. 7, no. 1. P. 245713. <https://doi.org/10.1155/2014/245713>.
  - Mohammadpour E. Posture stabilization of Skid Steer Wheeled Mobile Robots / E. Mohammadpour, M. Naraghi, M. Gudarzi // *2010 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics (RAM)*, Singapore, 28–30 June 2010. – [S. 1.], 2010. <https://doi.org/10.1109/ramech.2010.5513194>.
  - Hao L. Optimization and Simulation Analysis of Loader Driving Stability System based on Differential Connection / Li Hao, Si Aiguo, Shi Pengfei // *Journal of Scientific Research and Reports*. 2022. P. 47–56. <https://doi.org/10.9734/jsrr/2022/v28i330508>.
  - Musaiev, Z. Study of the interaction of a short-base loader with a supporting surface during transport operations / Z. Musaiev, S. Ponikarovska // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2023. Вип. 101, Т. 1. С. 112–117. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.1.112>.
  - Вантук З.З., Здобицький А.Я. *Самохідні навантажувачі / З.З. Вантук, А.Я. Здобицький / навчальний посібник* – Львів: ЛІЦ ПТОДСЗ, 2019. 82 с.
  - Разарьонов Л.В. Методи підвищення ефективності роботи малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту. // Л. В. Разарьонов, Д. В. Вороновский // *Вісник ХНАДУ*, 2023. Вип. 101, т. 1. С. 92–97 с.
  - pp. 1015-1031. <https://doi.org/10.1177/09596518221145978>.
  - Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko, (2021). Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames // 20th International Scientific Conference Engineering for rural development 26-28.05. Jelgava, Latvia, pp. 457-463.
  - Podryhalo M. A. (2020). Otsinka lehkosti keruvannia perednim povorotnym mostom perspektyvnoho traktornoho samokhidnoho shasi // M. A.Podryhalo, O. A. Boboshko, L. V.Razaronov, O. H. Zakapko, O. I.Zinchenko, V. M. Krasnokutskyy / *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR, no. 2, pp. 84-89.
  - Li X. *Research on dynamic behaviors of wheel loaders with different layout of hydropneumatic suspension* / X. Li, W. Lv, W. Zhang, H. Zhao. *Journal of Vibroengineering*. 2017. Vol. 19, no. 7, pp. 5388–5404. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18277>.
  - Patent 148809 for the utility model of Ukraine IPC (2006.01) А01В51/02 *Self-propelled chassis with a front swivel axle*. Baitsur M.V., Bisha V.M., Boboshko O.A., Egorov P.A., Zakapko O.G., Podrigalo M.A., Razarenov L.V., Rogozin I.V.. Bull. No. 38/2021.
  - Bołoz Ł. (2022). Assessment of the Stability of Bev Lhd Loader / Ł. Bołoz, A. Kozłowski, W. Horak // *Management Systems in Production Engineering*. Vol. 30, no. 4, pp. 377–387. <https://doi.org/10.2478/mspe-2022-0048>.
  - Qingyuan Zhu [et al.] (2021). Building a novel dynamics rollover model for critical instability state analysis of articulated multibody vehicles // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 28, no. 3, pp. 329. <https://doi.org/10.1504/ijhvs.2021.117497>.
  - Sierzputowski G. (2020). A mathematical model for determining and improving rollover stability of four-wheel earthmoving vehicles with arbitrary undercarriage system design / G. Sierzputowski, P. Dudziński // *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. Vol. 20, no. 2. <https://doi.org/10.1007/s43452-020-00054-w>.
  - Feng Ren [et al.] (2014). Analysis of Skid Steer Loader Steering Characteristic. *Advances in Mechanical Engineering*. Vol. 7, no. 1, pp. 245713. <https://doi.org/10.1155/2014/245713>.
  - Mohammadpour E. (2010). Posture stabilization of Skid Steer Wheeled Mobile Robots / E. Mohammadpour, M. Naraghi, M. Gudarzi // *2010 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics (RAM)*, Singapore, 28–30 June 2010. [S. 1.] <https://doi.org/10.1109/ramech.2010.5513194>.
  - Hao L. (2022). Optimization and Simulation Analysis of Loader Driving Stability System based on Differential Connection / Li Hao, Si Aiguo, Shi Pengfei // *Journal of Scientific Research and Reports*. P. 47–56. <https://doi.org/10.9734/jsrr/2022/v28i330508>.
  - Musaiev, Z. (2023). Study of the interaction of a short-base loader with a supporting surface during transport operations / Z. Musaiev, S. Ponikarovska // *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*. Issue 101, Vol. 1, pp. 112–117. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.1.112>.
  - Vantukh Z. Z., A. Ya. Zdobytskyi. *Self-propelled loaders / Z.Z. Vantukh, A.Ya. Zdobytsky / study guide*. Lviv: LC PTODSZ, 2019. 82 p.
  - Razar'онов L.V., D. V. Voronovs'ky L. V. (2023)/ *Metody pidvyschennya efektyvnosti roboty malohabarytnoho navantazhuvacha z bortovoyu systemoyu povorotu*. *Visnyk KHADU*, vip. 101, t. 1, pp. 92-97.

Надійшла (received) 30.09.2024

## References (transliterated)

- Razarenov L.V. *Improving the efficiency of short-base wheel loaders with an on-board turning system: autoref. thesis to apply for a candidate of science degree*. technical Sciences: specialist 05.05.04 "Machines for earth, road and wood engineering works" / L.V. Razarenov. - Kharkiv, 2011. 22 p.
- Madau R. An active oscillation reduction method for off-highway front loaders / R. Madau, A. Vacca // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2023. Vol 237, no. 6,

## Відомості про авторів / About the Authors

**Разарьонов Леонід Володимирович / Razarenov Leonid** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри Експлуатації, випробування, сервісу будівельних та дорожніх машин, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: [lrazarenof@gmail.com](mailto:lrazarenof@gmail.com)

**Гурко Володимир Олександрович / Hurko Volodymyr** – аспірант (postgraduate student), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0009-0006-9216-6682>; e-mail: [volgurko@khadi.kharkov.ua](mailto:volgurko@khadi.kharkov.ua)