

УДК 629.341

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.1.92

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З БОРТОВОЮ СИСТЕМОЮ ПОВОРОТУ

Разарьонов Л. В., Вороновский Д. В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У науково-технічній літературі недостатньо досліджено динамічні процеси колісних машин з бортовою системою повороту. Подано огляд роботи малогабаритних навантажувачів. Метою цієї статті є вдосконалення методики розрахування параметрів процесу повороту та динамічної стійкості малогабаритного навантажувача з колісною формулою 4 x 4. Подано одномасну нелінійну математичну модель з п'ятьма ступенями свободи. На підставі рівнянь Лагранжа другого роду були складені аналітичні залежності руху машини. У процесі моделювання варіювалися такі основні параметри: маса вантажу, що піднімається, положення центру мас всієї машини, висота ковша над опорною поверхнею, початкова швидкість навантажувача. У процесі порівняння розрахункових і експериментальних осцилограм за основною формою коливання та типом зміни тягового зусилля вони практично співпадають. Під час повороту навантажувач у процесі ковзання ходових коліс вздовж опорної поверхні, коливальний процес є таким, що не згасає, і подібним за типом до автоколивань. Водночас спостерігається відрив ходових коліс від опорної поверхні, а зі збільшенням вильоту і висоти підйому вантажу інтенсивність коливань збільшується. Визначене положення центру мас навантажувача, що проходить крізь вісь передніх ходових коліс, внаслідок цього спостерігаємо нестійку рівновагу машини. Цьому відповідає граничний кут відхилення центру мас вперед. Як критерій стійкості навантажувача під час розвороту запропоновано розрахувати кут відхилення його центру мас щодо статичного положення за максимальним вильотом ковша з повним вантажем.

Ключові слова: навантажувач, стійкість, бортова система повороту, коливання.

Вступ

Малогабаритні короткобазові пневмоколісні ковшові навантажувачі (МКПК) з бортовою системою повороту застосовують у багатьох галузях господарської діяльності. Обумовлено це їхніми високими експлуатаційними показниками, великою кількістю навісного устаткування, універсальністю застосування, маневреністю, мобільністю, прохідністю. МКПК прості в управлінні і обслуговуванні, їхня вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі. Крім того, відсутність керованих коліс і забезпечення повороту машини внаслідок незалежної зміни швидкостей обертання рушіїв правого й лівого бортів може призвести до переходу машини в галопуючий режим руху і, як наслідок, підвищити ймовірність перекидання навантажувача.

Аналіз публікацій

Досвід експлуатації МКПК демонструє, що втрата ними стійкості можлива не тільки у випадках з машинами класичного компонування, але й в процесі їх розвороту з одночасним гальмуванням одного з бортів. Загальноприйнятий аналіз поздовжньої стійкості

ковшових навантажувачів під час гальмування робочого устаткування, що опускається, і під час виглеблення ковша з сипкого середовища допускає порівняння статичних перекидаючого й утримувального моментів [1]. У роботі [3–7] подана методика визначення коефіцієнта запасу стійкості навантажувачів традиційного компонування під час повороту. Проте подібні підходи непридатні для МКПК з бортовою системою повороту, оскільки відцентрові сили в цих машинах під час повороту значно більші, ніж в аналогічних машинах з шарнірно-зчленованими рамами [2].

Мета та постановка завдання

Метою цього дослідження є вдосконалення методики розрахування параметрів процесу повороту та динамічної стійкості МКПК. До основних завдань, що вирішувалися, належать такі: розроблення математичної моделі повороту малогабаритного навантажувача, аналіз результатів, що отримані за допомогою цієї моделі, а також аналіз адекватності отриманих аналітичних залежностей з порівняння з проведеними експериментальними дослідженнями на реальному об'єкті.

Результати досліджень

Під час моделювання динамічних процесів, що здійснювалися з МКПК, була вибрана одномасна нелінійна модель з п'ятьма ступенями свободи (рис.1). Визначено, що в межах одного періоду основної форми коливань навантажувач рухається прямолінійно, процес повороту здійснюється послідовним з'єднанням лінійно-ламаних відрізків, що створюють спіраль. Через це в математичному аналізі розрахункової схеми неможливі кутові коливання навантажувача в горизонтальній площині, а сили руху й опору повороту направлені вздовж осі OY дорівнюють одна одній.

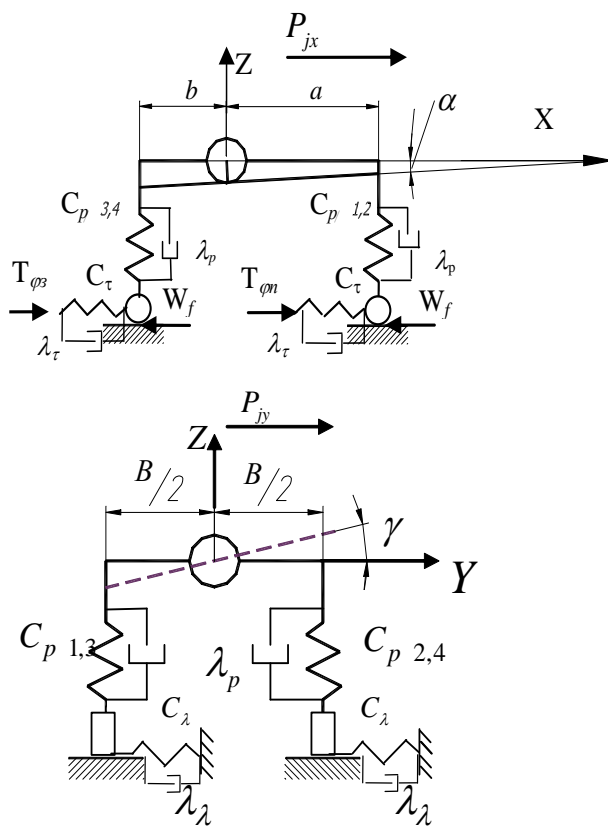


Рис. 1. Розрахункова схема навантажувача

На рис. 1 x, z, y, α, γ – лінійні та кутові переміщення центру мас навантажувача щодо відповідних координат; C_t, C_p, C_λ – жорсткості ходових коліс (тангенціальна, радіальна та бічна); $\lambda_t, \lambda_p, \lambda_\lambda$ – коефіцієнт в'язких опорів ходових коліс уздовж відповідних координатних осей, B – колія навантажувача; P_{jx} і P_{jy} – поздовжня та поперечна інерційні сили; a, b – відстань від центру тяжіння відповідно до передньої і задньої осей; W_f – сила опору коченню.

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду були складені аналітичні залежності руху машини:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= T\varphi - 4C_t(x - \alpha h) - 4\lambda_t(\dot{x} - \dot{\alpha}h) - \\
 &- f(R_2 + R_4) - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2}; \\
 m\ddot{y} &= -4C_\lambda(y - \gamma h) - 4\lambda_\lambda(\dot{y} - \dot{\gamma}h) + \frac{m(\dot{x} - \dot{\alpha}h)^2}{\rho}; \\
 m\ddot{z} &= -2C_p(\alpha a + z) - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z}) + \\
 &+ 2C_p(\alpha b - z) + 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z}); \\
 J_\gamma\ddot{\gamma} &= 4 \cdot C_\lambda h(y - \gamma h) + 4\lambda_\lambda \cdot h(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - \\
 &- C_p\gamma B^2 - \lambda_p\dot{\gamma}B^2 + \frac{m(V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^2 \cdot h}{\rho}; \\
 J_\alpha\ddot{\alpha} &= T\varphi \cdot (-h) + 4C_t(x - \alpha h)h + 4\lambda_t(\dot{x} - \dot{\alpha}h)h - \\
 &- 2C_p(\alpha a + z)a - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z})a - \\
 &- 2C_p(\alpha b - z)b - 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z})b - f(R_2 + R_4)\frac{B}{2} + \\
 &+ \mu_2 \cdot h \cdot \rho_2 + \mu_4 \cdot h \cdot \rho_4 - \frac{mj \cdot h}{2}. \tag{1}
 \end{aligned}$$

де J_α і J_γ – моменти інерції навантажувача щодо поперечної горизонтальної і поздовжньої горизонтальної осей; j – прискорення гальмування; V_o – початкова швидкість на вході в поворот; μ_2, μ_4 – коефіцієнти опору повороту; h – висота центру мас.

Складові тягових зусиль на ходових колесах визначаються проекціями загального тягового зусилля на вісь OX і залежать від змінних у часі величини опорних реакцій на кожному колесі [4, 5, 7, 8]:

$$T = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4) \left[\begin{aligned} &1 - 0.217 \cdot (V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h)) + \\ &+ 0.066 \cdot (V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^3 \end{aligned} \right], \tag{2}$$

де φ_2, φ_4 – граничні коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею борту, що забігає; \dot{x} і $\dot{\alpha}h$ поточне значення швидкостей центру мас, направлених уздовж осі OX під час його кутових зсувів щодо координати α ; R_2, R_4 – реакції опорних коліс борту, що забігає.

Величини R_2 і R_4 визначаються з рівнянь [4, 5]:

$$R_2 = R_{2cm} + C_p \left(z + \alpha a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} + \dot{\alpha}a + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right), \tag{3}$$

$$R_4 = R_{4cm} + C_p \left(z - \alpha b + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} - \dot{\alpha} b + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right), \quad (4)$$

де R_{2cm}, R_{4cm} – статичні навантаження, відповідно, на переднє та заднє колеса борту, що забігає; C_p, λ_p – радіальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого опору шини; z – переміщення та швидкість переміщення центру мас; $\gamma \frac{B}{2}, \dot{\gamma} \frac{B}{2}$ – поточні значення, відповідно, переміщення та швидкості куткових переміщень щодо осі y .

Під час розв'язання математичної моделі були використані такі обмеження щодо відриву від опорної поверхні та ковзання ходових коліс:

$$R_{ni} = \begin{cases} R_{ni}, & \text{при } R_{ni} > 0 \\ 0, & \text{при } R_{ni} \leq 0 \end{cases}$$

$$T(\dot{x}) = \begin{cases} T(\dot{x})\varphi, & \text{при } T(\dot{x})\varphi \leq (R_2 + R_4)\varphi \\ 4C_\tau(x - \alpha h), & \text{при } T(\dot{x})\varphi > (R_2 + R_4)\varphi \end{cases}$$

$$C_\tau = \begin{cases} 4C_\tau, & \text{при } R_2 > 0 \text{ и } R_4 > 0 \\ 2C_\tau, & \text{при } R_2 \leq 0 \text{ и } R_4 \leq 0 \end{cases}. \quad (5)$$

Під час розв'язання диференціальних рівнянь використовувався програмний пакет MATLAB, що містить в своєму складі інструмент візуального моделювання SIMULINK. Як показники були прийняті вертикальні деформації і опорні реакції на ходових колесах, тягове зусилля на колесах борту, що забігає, та кутова швидкість.

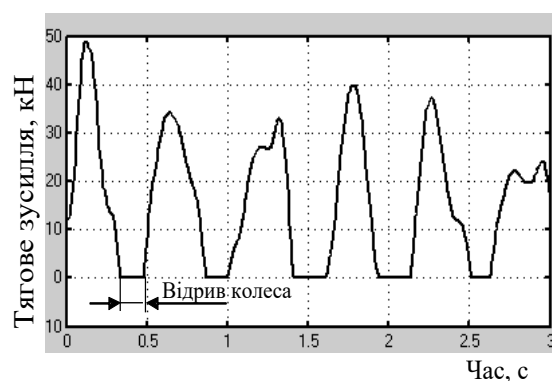
У процесі моделювання варіювалися такі основні чинники: маса вантажу, що піднімається, положення центру мас всієї машини, висота ковша над опорною поверхнею, початкова швидкість навантажувача.

Для розв'язання складеної математичної моделі використовувався чисельний метод Рунге-Кутта 4-го порядку.

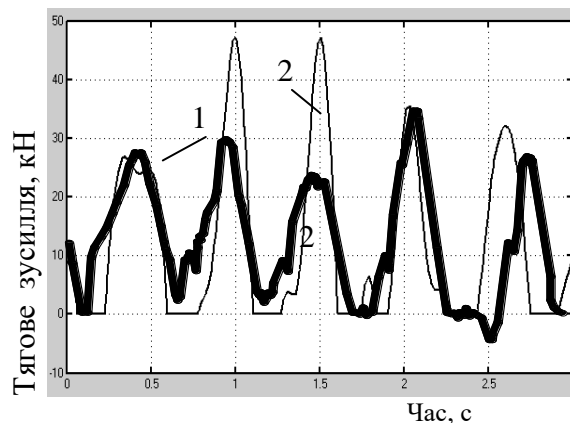
Зіставивши розрахункові й експериментальні осцилограми (рис. 2, а), необхідно зазначити, що вони співпадають за основною формою коливання (рис. 2, б) та типом зміни тягового зусилля (розбіжність за періодом основної форми коливань навантажувача становить 11 %). Проте досвід експлуатації навантажувачів демонструє наявність високочастотних коливань з малою амплітудою, які викликані переміщеннями окремих мас

навантажувача щодо остова та коливаннями тягового гідроприводу. Запропонована нами математична модель не враховує цих високочастотних коливань. Проте відповідно до розрахування стійкості навантажувача малі амплітуди високочастотних коливань не основними елементами цього процесу.

Під час розвороту навантажувача в процесі ковзання ходових коліс вздовж опорної поверхні коливальний процес є таким, що не згасає, а також подібним до автоколивань. Водночас відбувається відрив ходових коліс від опорної поверхні (рис. 2). Зі збільшенням вильоту та висоти підйому вантажу інтенсивність коливань збільшується та за певних обставин можлива втрата стійкості машини.



а



б

Рис. 2. Графік зміни в часі тягового зусилля на передні (а) та задні (б) колеса борту (за початкових даних $V_H = 1,1$ м/с $Q = 400$ кг: 1 – експериментальна залежність; 2 – залежність, отримана під час розв'язання математичної моделі)

Вимірювання крутних моментів на передні та задні напівосі дозволили визначити тип розподілу тягового зусилля між передніми та задніми ходовими колесами борту, що забігає, найбільш навантажене колесо та величини опорних реакцій. Падіння в процесі

коливань тягового зусилля на одному ходовому колесі до нуля демонструє його відрив від опорної поверхні.

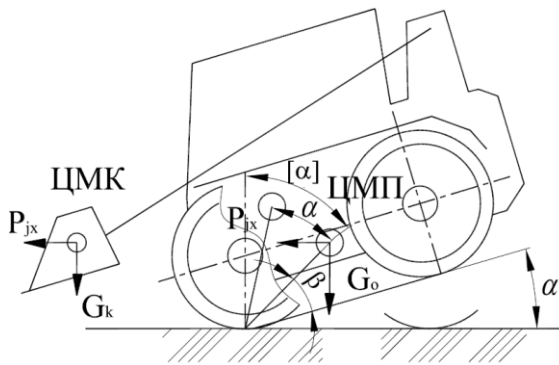


Рис. 3. Схема аналізу стійкості навантажувача

Критерієм стійкості навантажувача під час здійснення повороту є кут α (рис. 3), який визначається залежністю [2–3].

$$\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \alpha\right) \rightarrow 0, \quad (6)$$

де α – кут відхилення центру мас у вертикальній площині від статичного положення; β – кут відхилення від горизонталі центру мас навантажувача в статичному положенні.

Коли центр мас навантажувача, відхиляючись вперед, поєднується з вертикаллю, що проходить крізь вісь ходових коліс, рівновага машини є нестійкою. Цьому відповідає граничний кут відхилення центру мас вперед [5]:

$$\frac{\pi}{2} - \beta = [\alpha]. \quad (7)$$

Якщо кут відхилення центру мас вперед α перевищує допустиме значення $[\alpha]$, то неминучим є перекидання машини. Величина кута β (рис. 3) змінна та залежна від вильоту стріли, маси вантажу, висоти розташування ковша над опорною поверхнею.

Кут α відхилення центру мас вперед у першому наближенні може бути визначений з умови

$$\alpha = \omega_{cp} \frac{\pi}{2}, \quad (8)$$

де ω_{cp} – середня кутова швидкість руху центру мас навантажувача щодо опорної точки за координатою α .

За умови, якщо $\omega_{cp} = \omega_{max}$ і $\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{ум}}$

$\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{ум}}$, визначивши орієнтування

головної форми коливань як синусоїду, можна записати для на півперіоду, що

$$\omega_{cp} = 0.64 \frac{v_0}{h_{ум}} \quad \text{і тоді} \quad \varphi = 0.64 \frac{v_0}{h_{ум}} \frac{\tau}{2}, \quad (9)$$

де τ – період основної форми коливань навантажувача; v_0 – початкова швидкість навантажувача; $h_{ум}$ – висота центру тяжіння навантажувача над опорною поверхнею.

Таким чином, за заданої висоти розташування найбільшого вантажу на підставі (9) навантажувач є стійким, якщо $\alpha < [\alpha]$, лежить у межах $0 < \alpha < 17^\circ$ і перекидається, якщо $\alpha \geq [\alpha]$.

Висновки

1 на основі розв'язання рівнянь руху навантажувача отримані значення його коливань і переміщень за п'ятьма координатами;

2 під час повороту малогабаритного навантажувача процес його руху є складним коливального типу та супроводжується періодичним відривом коліс від опорної поверхні. Розбіжність результатів теоретичних і експериментальних даних складає не більше ніж 11 %;

3 запропоновано використовувати як критерій стійкості навантажувача під час розвороту кут відхилення його центру мас щодо статичного положення. За максимального вильоту ковша з повним вантажем його величина не має перевищувати 17° ;

4 з метою запобігання надмірному розгойдуванню навантажувача необхідно передбачити блокування важелів системи керування тяговими насосами, що буде спрацьовувати за умови досягнення амплітуд коливання остова менше ніж 17° .

Література

- http://www.leonorm.lviv.ua/p/DG/2008/GOST_3.NTM Перелік міждержавних стандартів на 01.01.2008. Частина 3. Навантажувачі будівельні однокеровані фронтальні колісні. Правила приймання та методи випробувань.
- Разарьонов Л. В., Розенфельд М. В., Воронський Д. В. Аналіз технічного розвитку малогабаритних навантажувачів із бортовою

- системою повороту. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр. 2021. Вип. 95. С. 102–106.
3. Doçi I., Imeri V. Dynamic analysis of forklift during load lifting using modelling and simulations. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2013. 3(2). Pp. 342–347.
 4. Наукові основи створення високоефективних землерийних машин / Кириченко І. Г. та ін. Харків: ХНАДУ, 2003. 588 с.
 5. Назаров Л. В., Разарьонов Л. В. Динамічна стійкість короткобазового навантажувача з бортовою системою повороту. *Наук. вісн. буд.* 2009. Вип.55 С. 217–224 с.
 6. Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames / Podrigalo M., Krasnokutsky V., Selevich S., Zakapko O.: 20th International Scientific Conference Engineering for rural development. Jelgava, Latvia, 2021. Pp. 457–463.
 7. Методика розрахунку параметрів повороту фронтального навантажувача на базі колісного трактора та вивчення впливу навантажень на втомну довговічність його стріли / Краснокутський В. М., Зінченко Е. І., Разарьонов Л. В., Яришко О. В. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Сер. Машинознавство та САПР. 2019. Вип. 1. С. 28–38.
 8. Разарьонов Л. В., Ковалевський С. Г., Яришко А. В. Енерговитрати руху та тепловий режим роботи ГСТ малогабаритного навантажувача з некерованими колесами. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2020. Вип. 88. Т. 2. С. 99–103.
 5. Nazarov L. V., Razaronov L. V. Dinamichna stijkist korotkobazovogo navantazhuvacha z bortovoyu sistemoyu povorotu. *Nauk. visn. bud. sb. nauk. pr.: HDTUBA*. 2009. Vip.55. S. 217–224 s.
 10. 6. Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames / Podrigalo M., Krasnokutsky V., Selevich S., Zakapko O.: 20th International Scientific Conference Engineering for rural development. Jelgava, Latvia, 2021. Pp. 457–463.
 7. Metodika rozrahunku parametriv povorotu frontalnogo navantazhuvacha na bazi kolisnogo traktora ta vivchennya vplivu navantazhen na vtomnu dovgovichnist jogo strili / Krasnokutskij V. M., Zinchenko E. I., Razaronov L. V., Yarizhko O. V. *Visnik nacionalnogo tehnicnogo universitetu «HPI»*. Ser. Mashinoznavstvo ta SAPR. 2019. Vip. 1. S. 28–38.
 8. Razaronov L. V., Kovalevskij S. G., Yarizhko A. V. Energovitrati ruhu ta teploviy rezhim roboti GST malogabaritnogo navantazhuvacha z nekerovanimi kolesami. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu*. 2020. Vip. 88. T. 2 S. 99–103.

Разарьонов Леонід Володимирович, к.т.н., доцент, каф. будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вулиця Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002, Україна, lrazarenof@gmail.com, тел.+38 067-598-76-54,

Вороновский Денис Валентинович, аспірант каф. будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, voronovskyy.denis@yandex.ua, вулиця Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002, Україна, тел.+38 066-357-23-04.

References

1. http://www.leonorm.lviv.ua/p/DG/2008/GOST_3. HTML Perelik mizhderzhavnih standartiv na 01.01.2008. Chastina 3. Navantazhuvachi budivelni odnokovshovi frontalni kolisni. Pravila prijmannya ta metodi viprobuvan.
2. Razaronov L. V., Rozenfeld M. V., Voronovskij D. V. Analiz tehnicnogo rozvitku malogabaritnih navantazhuvachiv iz bortovoyu sistemoyu povorotu. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu: zb. nauk. pr.* 2021. Vip. 95. S. 102–106.
9. 3. Doçi I., Imeri V. Dynamic analysis of forklift during load lifting using modelling and simulations. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2013. 3(2). Pp. 342–347.
4. Naukovi osnovi stvorenniya visokoefektivnih zemlerijnih mashin / Kirichenko I. G. ta in. Harkiv: HNADU, 2003. 588 s.

Methods for improving the efficiency of a small forklift with an on-board steering system

Abstract. *In the known scientific and technical literature, insufficient attention is paid to the study of the dynamic processes of wheeled vehicles with an on-board steering system. An overview of the operation of small-sized loaders is presented. The aim of this work is to improve the methodology for calculating the parameters of the turning process and the dynamic stability of a small-sized loader with a 4 x 4 wheel configuration. A single-axle nonlinear mathematical model with five degrees of freedom is presented. Based on the Lagrange equations of the second kind, analytical dependencies of the machine's motion were compiled. The following main parameters were varied during the modeling process: the mass of the load to be lifted, and the position of the center of mass of the entire machine, the height of the bucket above the bearing surface, and the initial speed of the loader. The 4th order Runge-Kutt numerical method was used to solve the composite mathemati-*

cal model. When comparing the calculated and experimental oscillograms, they practically coincide in terms of the main form of oscillation and the nature of the change in traction force, with a discrepancy of 11%. When the loader turns as a result of sliding the running wheels on the bearing surface, the oscillatory process is undamped and close in nature to self-oscillations. In this case, the running wheels are detached from the bearing surface, and with an increase in the outreach and height of the load, the intensity of oscillations increases and, under certain circumstances, it is possible to lose machine stability or to hit the bucket bottom against the bearing surface. When the center of mass of the loader passes through the axle of the front wheels, the machine becomes unstable. This corresponds to the maximum angle of deviation of the center of mass forward. As a criterion for the stability of a loader during a turn, it is proposed to calculate the angle of deviation of its

center of mass relative to the static position. At the maximum overhang of the bucket with a full load, its value should not exceed 17° .

Key words: loader, stability, onboard steering system, oscillations.

Razarenov Leonid, Assoc. Prof., candidate of Engineering Sciences, of the Department of Construction and Road Machines, Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudryho Street, Kharkiv, Ukraine, lrazarenof@gmail.com, тел.+38 067-598-76-54.,

Voronovsky Denis, Postgraduate student of the Department of Construction and Road Machines, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudryho Street, Kharkiv, Ukraine, voronovskyy.denis@yandex.ua, тел. +38 066-357-23-04.
