УДК 621.869 DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.95

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ШАРНІРНОГО З'ЄДНАННЯ ТА РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИНИ НАПІРНОЇ ДІЇ ДЛЯ ДОРОЖНЬОГО БУДІВНИЦТВА ЗА ДОПОМОГОЮ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Щербак О.В., Сумінов А.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. *Запропоновано методику визначення динамічних навантажень на робоче обладнання та шарнірне з'єднання навантажувача на основі математичних моделей, що дають змогу оцінити вільні коливання напіврам тягача та робочого навантажувального обладнання під час заглиблення ковша в ґрунт.*

Ключові слова: *математичне моделювання, гідропривод, тиск, універсальна технологічна машина, ківш навантажувального робочого обладнання, вільні коливання.*

Вступ

Під час виконання технологічних операцій у дорожньому будівництві машини напірної дії, такі як бульдозер і фронтальний навантажувач, зазнають значних динамічних навантажень, що передаються від робочого обладнання на елементи машини. Максимальних значень таких навантажень досягають під час зіткнення робочого обладнання з перешкодою, яку важко подолати. У зв'язку з тим, що робоче обладнання кріпиться безпосередньо до рами тягача, то й максимальні ударні навантаження сприймаються безпосередньо елементами рами. Одним із навантажених елементів у нашому дослідженні є елементи шарнірного зчленування.

Аналіз публікацій

Для дослідження динамічної навантаженості шарнірних машин вдаються до досить таки трудомістких випробувань. У студіях [1–3, 5, 6] автори для вивчення динамічного навантаження рами побудували твердотільні комп'ютерні моделі та проаналізували динаміку з використанням програм CAD, CAE. У роботі [4] запропоновано математичне моделювання, створено математичну модель з трьома ступенями свободи та проведено комплекс трудомістких експериментальних досліджень. Зарубіжні науковці [7–15] також упроваджують доволі трудомісткі способи вивчення динамічної навантаженості шарнірних машин із застосуванням комп'ютерного та математичного моделювання, використовують розрахункові схеми, у яких відтворено значну кількість узагальнених координат, що ускладнює досягнення результату та не дає змоги контролювати достатню точність розв'язку.

Мета й постановка завдання

Розробити не трудомістку, але точну методику дослідження динамічної навантаженості як шарнірного зчленування, так і навантажувального робочого обладнання фронтального навантажувача.

Розроблення математичної моделі шарнірного з'єднання та робочого обладнання

Для оцінювання ступеня навантаженості елементів шарнірного зчленування було розроблено еквівалентну динамічну схему (рис. 1), що дає змогу оцінити ступінь динамічної навантаженості основних елементів шарнірної рами.

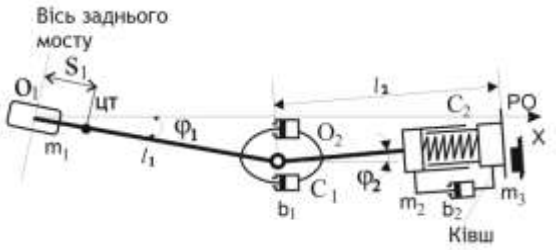


Рис. 1. Еквівалентна динамічна схема

На поданій схемі m_1 – дискретна маса задньої напіврами, що містить двигун, коробку передач із роздавальною коробкою, тяговий міст, кабіну з органами керування; m_2 – дискретна маса напіврами, на яку встановлюють технологічне устаткування (бульдозерне або навантажувальне), що містить портал, бак із робочою рідиною, елементи гідропривода; m_3 – дискретна маса навісного робочого обладнання, яка містить масу стріли, ковша і коромисла; C_1 – кругова жорсткість гідроциліндрів механізму повороту шарнірного з'єднання; C_2 – жорсткість навантажувально-

го робочого обладнання; b_1 і b_2 – дисипативні коефіцієнти.

У цьому розрахунковому прикладі розглядається найгірший випадок, коли навантажувач стикається ковшем із точковою перешкодою.

Удар може бути в центрі ковша або в будь-якому іншому місці по його ширині.

Еквівалентну динамічну схему робочого обладнання навантажувача можна подати як одну масу, з'єднану пружнов'язким зв'язком із жорстко закріпленим обладнанням (рис. 2).

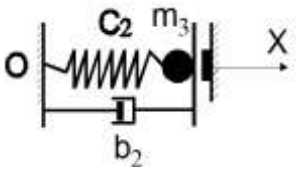


Рис. 2. Розрахункова динамічна схема робочого обладнання навантажувача

Як засвідчив експеримент [2], на промисловому зразку навантажувача коливальний процес у гідроприводі рульового керування P_2 двочастотний, а в гідроприводі робочого обладнання – одночастотний P_3 (рис. 3).

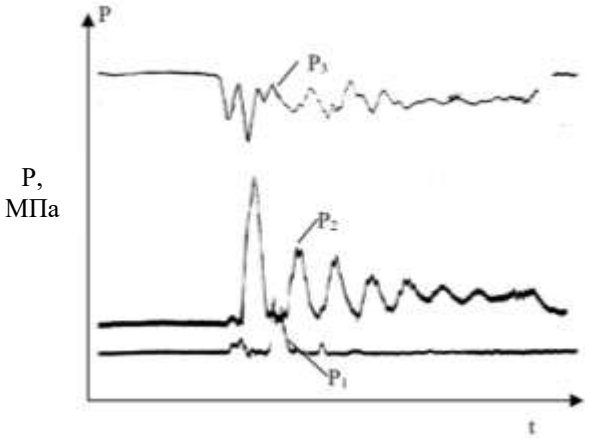


Рис. 3. Тиск у гідроциліндрах робочого обладнання та гідроциліндрах рульового керування навантажувача внаслідок удару ковшем у перешкоду

Амплітуда нижчої частоти гідропривода рульового керування значно більша за амплітуду високої частоти. У зв'язку з цим останню можна не брати до уваги, а еквівалентну схему навантажувача подати у вигляді, зображеному на рис. 4.

На рис. 3 видно, що під час удару ковша по ґрунту навантажувач здійснює вільні коливання.

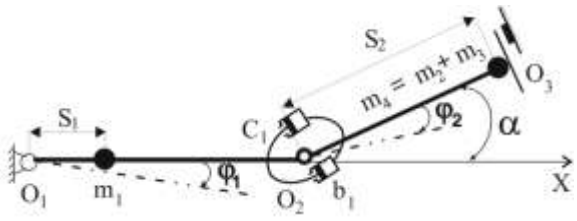


Рис. 4. Розрахункова динамічна схема навантажувача, якщо кут складання $\alpha \neq 0$

Ми досліджуємо додаткове силове навантаження під час удару ковшем навантажувача по ґрунту, пов'язане з коливанням дискретних мас, з'єднаними пружнов'язкими ланками. У попередніх випробуваннях показано, що удар у подібних системах може бути імітований вільними коливаннями з ненульовими початковими умовами за швидкістю.

Спрощені математичні моделі

Для математичної моделі робочого обладнання, наведеної на рис. 2, коливання сил пружності під час удару описуються таким однорідним диференційним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$m_3\ddot{F}_{30} + b_2\dot{F}_{30} + c_2F_{30} = 0 \qquad (1)$$

з початковими умовами $t = 0$, $\ddot{F}_{30}(0) = 0$, $\dot{F}_{30}(0) = V_0c_2$, де V_0 – швидкість у процесі удару. Сила пружності в податливій ланці під час удару має коливальний характер, якщо $n < k$, і визначається виразом

$$F_{30} = \frac{C_2V_0}{\sqrt{k^2 - n^2}}e^{-nt}\sin\sqrt{k^2 - n^2}\,t, \qquad (2)$$

де $k = \sqrt{\frac{C_2}{m_3}}$, $n = \frac{b_2}{2m_3}$, $F_{30\max} = \frac{C_2V_0}{\sqrt{k^2 - n^2}}$.

За умови $n = 0$

$$F_{30}^* = \frac{C_2V_0}{\beta_{01}}\sin\beta_{01}t, \qquad (3)$$

де $\beta_{01} = \sqrt{\frac{C_2}{m_3}}$, $F_{30\ \max}^* = V_0\sqrt{C_2m_3}$.

Якщо $n > k$, сила пружності має аперіодичний характер і дорівнює

$$F_{30}^{**} = e^{-nt}\frac{C_2V_0}{\sqrt{k^2-n^2}}sh\sqrt{n^2-k^2}\ t\ . \qquad (4)$$

Вільні коливання динамічної системи, зображеної на рис. 4, описуються такими диференційними рівняннями:

$$\ddot{M}_{12} + b_1\dot{M}_{12} + pM_{12} = 0\,, \qquad (5)$$

де $M_{12} = C_1\cdot(\varphi_1-\varphi_2)$; $p = \frac{m}{f}-\frac{c}{d}$;

$m = C_1\cdot\left(\frac{a_{21}}{a_{11}}-1\right)$; $f = a_{22}-\frac{a_{12}^2}{a_{11}}$;

$c = C_1\cdot\left(\frac{a_{12}}{a_{22}}+1\right)$; $d = \frac{a_{12}^2}{a_{22}}-a_{11}$;

$a_{11} = J_{01}+m_4l_1^2$; $a_{22} = J_C+m_4S_2^2$;

$a_{21} = a_{12} = m_4S_2l_1\cos\alpha$;

$c_{11} = C_1$; $c_{12} = -C_1$; $c_{22} = C_1$; $m_4 = m_3+m_2$.

J_{01} – момент інерції моторної напіврами щодо осі O_1; J_C – момент інерції технологічної напіврами щодо C_1; b_2 – коефіцієнт дисепації.

Розв'язання диференційного рівняння (5), якщо $b = 0$, і за ненульових початкових умов $t=0$, $M_{12}(0)=M_{12,0}$, $\dot{M}_{12}(0)=\dot{M}_{12,0}$ має вигляд

$$M_{12} = \sqrt{M_{12,0}+\frac{\dot{M}_{12,0}}{\beta_{12}^2}}\times \times\sin\left(\beta_{12}\cdot t+\operatorname{arctg}\frac{\beta_{12}M_{12,0}}{\dot{M}_{12,0}}\right), \qquad (6)$$

де $\beta_{12} = +\sqrt{p}$.

За початкових умов, що реалізують удар, $t=0, \varphi_1(0)=0, \varphi_2(0)=0$, $\dot{\varphi}_1(0)=0$, $\dot{\varphi}_2(0)=\dot{\varphi}_{2,0}$ отримаємо

$$M_{12} = \frac{\dot{M}_{12,0}}{\beta_{12}}\cdot\sin\beta_{12}\cdot t\,, \qquad (7)$$

або

$$M_{12} = \frac{C_1\cdot(\dot{\varphi}_{1,0}-\dot{\varphi}_{2,0})}{\beta_{12}}\cdot\sin\beta_{12}\cdot t = -\frac{C_1\cdot\dot{\varphi}_{2,0}}{\beta_{12}}\cdot\sin\beta_{12}\cdot t \qquad (8)$$

Максимальна величина пружного моменту в шарнірному з'єднанні з (8) визначається таким виразом:

$$M_{12,\max} = \frac{c_1\cdot\dot{\varphi}_{2,0}}{\beta_{12}}\ . \qquad (9)$$

Результати моделювання

Результати розв'язання математичної моделі подано на рис. 5 і 6.

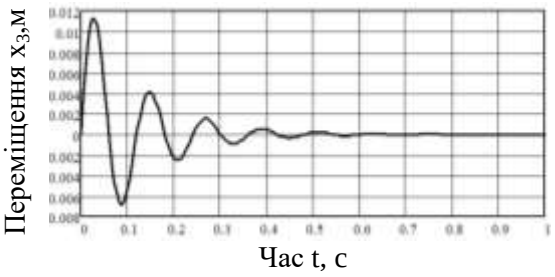


Рис. 5. Графічна залежність переміщення робочого обладнання, м

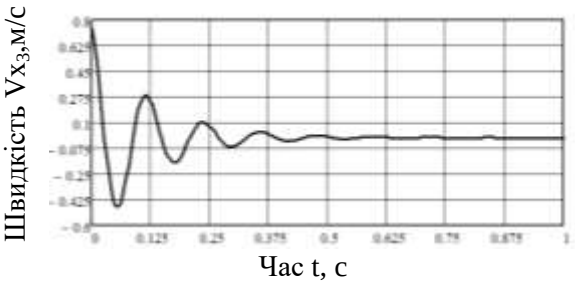


Рис. 6. Графічна залежність швидкості переміщення робочого обладнання, м/с

Результати промислових випробувань і чисельного експерименту на математичних моделях наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Частоти вільних коливань навантажувача

Частота вільних коливань, 1/с	Експериментальне дослідження	Теоретичне дослідження
Робочого обладнання, β_{01}	83,37	77,47
Шарнірного з'єднання , β_{12}	10,05	11,07

Наступним пружним елементом навантажувача є гідропривод рульового керування. Він належить до одного із складників систем автоматизованого керування рухом навантажувача.

Гідроциліндри рульового керування шарнірно з'єднаного навантажувача мають певну жорсткість. Під час початку руху навантажувача з шарнірною рамою в процесі виконання технологічних операцій рами можуть розташовуватися під деяким кутом. Це спричи-

няє різкий стрибок тиску в гідроприводі механізму рульового керування. На розрахунковій схемі (рис. 7) гідроциліндри замінені еквівалентними їм пружинами із жорсткістю C_1, C_2. Жорсткість гідроциліндрів рульового керування на навантажувачі, який побудовано на базі колісного трактора сімейства ХТЗ-170, у гідроприводі рульового керування встановлені гідроциліндри ЦС-80, прийнята $2 \cdot 10^6$ Н/м.

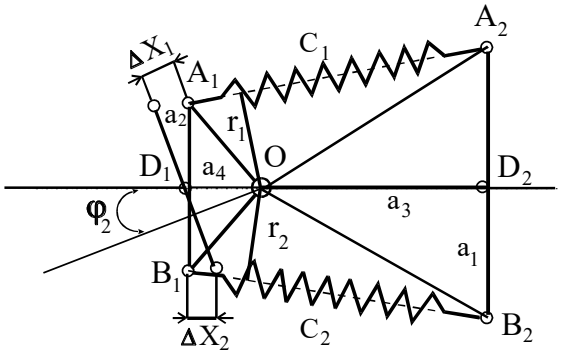


Рис. 7. Розрахункова схема для визначення тиску в гідроприводі керування

Під час відхилення системи на кут φ_2 виникає поворотний момент M. Поворотний момент, що замінює дію пружин із жорсткостями C_1, C_2, можна визначити через кругову жорсткість механізму складання та кутову деформацію ($\varphi_2 - \varphi_1$):

$$M = C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1), \qquad (10)$$

де C_A – кругова жорсткість механізму складання; $\varphi_2 - \varphi_1$ – кутова деформація механізму складання.

Методика визначення кругової жорсткості загалом залежить від кута складання напіврам, але в розрахунках приймались усереднені значення. Це припущення обґрунтоване тим, що різниця в робочій ділянці від 0 до 15^0 не перевищує 10 %.

Для знаходження тиску в гідроциліндрах були визначені геометричні параметри (рис. 8).

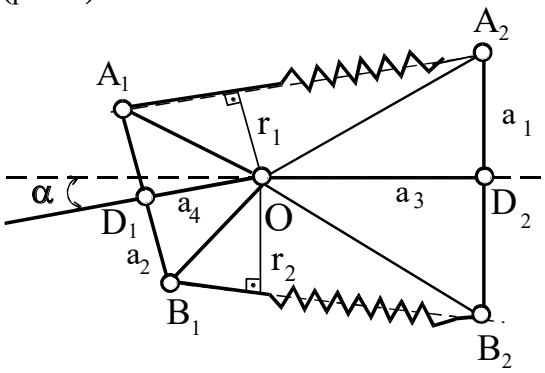


Рис. 8. Розрахункова схема для визначення геометричних параметрів

– для верхнього гідроциліндра, що працює на розтягання:

$$A_1A_2 = \sqrt{A_1O^2 + A_2O^2 - 2A_1OA_2O \times \cos(180° - \angle A_2OD_2 - \angle A_1OD_1 + \alpha)}; \qquad (11)$$

$$A_1A_2^{\text{поч}} = \sqrt{(a_2^2 + a_4^2) + (a_1^2 + a_3^2) + 2\sqrt{(a_2^2 + a_4^2)(a_1^2 + a_3^2)} \cdot \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{a_2}{a_4} - \operatorname{arctg}\frac{a_1}{a_3} + \alpha\right)}; \qquad (12)$$

– для нижнього гідроциліндра, що працює на стискання:

$$B_1B_2 = \sqrt{B_1O^2 + B_2O^2 - 2 \cdot B_1O \cdot B_2O \times \cos(180° - \angle B_2OD_2 - \angle B_1OD_1 - \alpha)}; \qquad (13)$$

$$B_1B_2^{\text{поч}} = \sqrt{(a_2^2 + a_4^2) + (a_1^2 + a_3^2) + 2 \cdot \sqrt{(a_2^2 + a_4^2)(a_1^2 + a_3^2)} \cdot \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{a_2}{a_4} - \operatorname{arctg}\frac{a_1}{a_3} - \alpha\right)}. \qquad (14)$$

Кінцеве значення зміни довжини гідроциліндрів встановлюється кутовою деформацією, визначеною інерційними силами (рис. 9) і залежністю

$$A_1A_2^{\text{кін}} = \sqrt{(a_2^2 + a_4^2) + (a_1^2 + a_3^2) + 2 \cdot \sqrt{(a_2^2 + a_4^2)(a_1^2 + a_3^2)} \cdot \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{a_2}{a_4} - \operatorname{arctg}\frac{a_1}{a_3} + \alpha + (\varphi_2 - \varphi_1)\right)} \qquad (15)$$

$$B_1B_2^{\text{кін}} = \sqrt{(a_2^{\,2} + a_4^{\,2}) + (a_1^{\,2} + a_3^{\,2}) + 2 \cdot \sqrt{(a_2^{\,2} + a_4^{\,2})(a_1^{\,2} + a_3^{\,2})} \cdot \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{a_2}{a_4} - \operatorname{arctg}\frac{a_1}{a_3} - \alpha - (\varphi_2 - \varphi_1) \right)}. \quad (16)$$

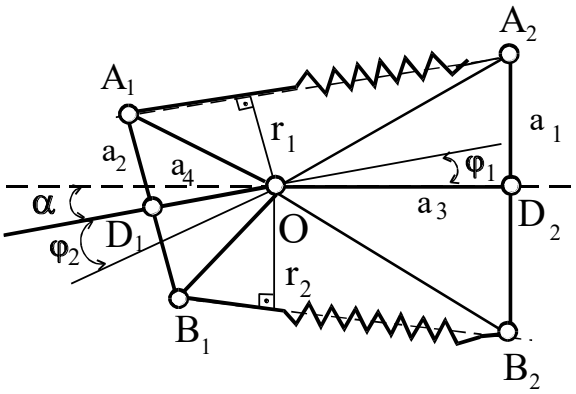


Рис. 9. Схема для визначення зміни довжин гідроциліндрів

Отже, деформація гідроциліндрів дорівнює:

$$\Delta X_1 = \left| A_1A_2^{\text{поч}} - A_1A_2^{\text{кін}} \right|; \quad (17)$$

$$\Delta X_2 = \left| B_1B_2^{\text{поч}} - B_1B_2^{\text{кін}} \right|. \quad (18)$$

Плечі r_1 і r_2 визначаються залежностями:

$$r_1 = A_1O \cdot \sin \angle A_2A_1O; \quad (19)$$

$$r_2 = B_1O \cdot \sin \angle B_2B_1O; \quad (20)$$

$$r_1 = A_1O \cdot \frac{A_2O \cdot \sin(\angle A_1OA_2)}{A_1A_2}; \quad (21)$$

$$r_2 = B_1O \cdot \frac{B_2O \cdot \sin(\angle B_1OB_2)}{B_1B_2}. \quad (22)$$

Виконавши повний аналіз геометрії механізму складання, отримана залежність для визначення тиску в гідроприводі механізму рульового керування:

$$P = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot (r_1 + r_2) - \pi \cdot d^2 \cdot r_1}, \quad (23)$$

де M – круговий момент механізму складання, зумовлений залежністю (10); D – діаметр поршня; d – діаметр штока гідроциліндра.

На рис. 10 і 11 подані результати моделювання: момент, що діє в гідроприводі, і зміна тиску в гідроциліндрах у момент виникнення зовнішніх навантажень відповідно.

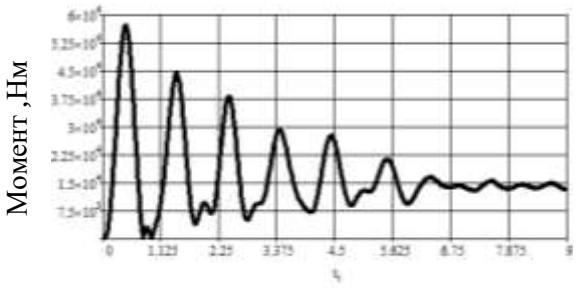


Рис. 10. Графічна залежність розподілу моменту, що діє в гідроприводі рульового керування

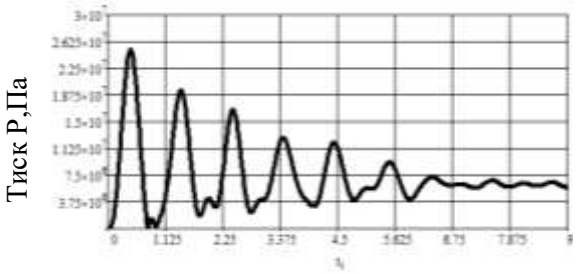


Рис. 11. Графічна залежність тиску в гідроприводі рульового керування

Висновки

Запропоновані математичні моделі силових перехідних процесів під час занурення ковша в ґрунт із достатньою для інженерної практики точністю відтворюють ці процеси.

Розроблена методика дає змогу оцінити тиск у гідравлічної системі рульового керування під час виконання технологічних операцій навантажувачем.

Література

1. Кухтов В.Г., Щербак О.В., Сумінов А.В. Удосконалення методів розрахунку несучої системи шарнірного тягача. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 5. С. 141–147.
2. Кухтов В.Г., Щербак О.В., Сумінов А.В. Розрахунок втомної довговічності несучих систем технологічних машин у nCode DesignLife. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 13. С. 193–199.

3. Щербак О.В., Сумінов А.В., Хачатурян С.Л. Розробка методики проектування спеціалізованих машин на базі шарнірного тягача. *Вісник ХНАДУ*. 2021. Вип. 95. С. 32–37.
4. Щербак О.В. Розробка раціональних параметрів з'єднувально-керуючого модуля фронтального навантажувача: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04. Харків, 2002. 120 с.
5. Щербак О.В., Сумінов А.В. Розробка раціональних параметрів несучої системи шарнірного тягача. *Вестник ХНАДУ*. 2016. Вип. 73. С. 229–233.
6. Щербак, О., Рагулін, В., & Сумінов, А. Аналіз несучої системи навантажувача за результатами динамічних випробувань у середовищі Ansys motion. *Автомобільний транспорт*. (51), С. 58–65.
7. D.N.L. Horton and D.A. Crolla. Theoretical analysis of the steering behavior of articulated frame steer vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 1986. Vol. 15, pp. 211–234.
8. Y. He, A. Khajepour, J. McPhee, and X. Wang. Dynamic modeling and stability analysis of articulated frame steer vehicles. International Journal of Heavy Vehicle Systems. 2005. Vol. 12, no. 1, pp. 28–59.
9. M. Martyna. Mathematical model of the articulated loader steering system. *Modelling, Simulation and Control*, B, ASME Press. 1988. Vol. 18, No.3, pp. 51–64.
10. S. Hui and S. H. Zak. Robust control synthesis for uncertain/nonlinear dynamical systems. *Automatica*. 1992. Vol. 28, no. 2, pp. 289–298.
11. B.C. Kuo. Automatic Control Systems, John Wiley and Sons Inc., 1995.
12. B.G. Poorman. Electro-hydraulic steering system for an articulated vehicle. United States Statutory Invention Registration H1, 846, 2000.
13. Y. Zeyada, D. Karnopp, and S. El-Behiry M. El-Araby. A combined active-steering differential-braking yaw rate control strategy for emergency maneuvers. SAE Paper 980230, 1998.
14. Y. He, N.L. Azad, C. Urbaniak, A. Khajepour, and J. McPhee. Lateral stability analysis and parameter estimation of articulated frame steer vehicles. *Proceedings of CSME* 2004, London, Ontario, Canada, 2004, pp. 962–971.
15. M. Martyna. Mathematical model of the articulated loader steering system. *Modelling, Simulation and Control,* B, ASME Press. 1988. Vol. 18, No. 3, pp. 51–64.

References

1. Kukhtov V.H., Shcherbak O.V., Suminov A.V. Udoskonalennia metodiv rozrakhunku nesuchoi systemy sharnirnoho tiahacha. Tekhnichnyi servis ahrop-romyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv. 2016. № 5. S. 141–147.
2. Kukhtov V.H., Shcherbak O.V., Suminov A.V. Rozrakhunok vtomnoi dovhovichnosti nesuchykh system tekhnolohichnykh mashyn u nCode DesignLife. Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv. 2018. № 13. S. 193–199.
3. Shcherbak O.V., Suminov A.V., Khachaturian S.L. Rozrobka metodyky proektuvannia spetsializovanykh mashyn na bazi sharnirnoho tiahacha. Visnyk KhNADU, 2021, vyp. 95, S. 32–37.
4. Shcherbak O.V. Rozrobka ratsionalnykh parametriv ziednuvalno-keruiuchoho modulia frontalnoho navantazhuvacha: dis. kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.04. Kh., 2002. 120 s.
5. Shcherbak O.V., Suminov A.V. Rozrobka ratsionalnykh parametriv nesuchoi systemy sharnirnoho tiahacha. Vestnyk KhNADU, 2016, vyp. 73. S. 229–233.
6. Shcherbak, O., Rahulin, V., & Suminov, A. Analiz nesuchoi systemy navantazhuvacha za rezultatamy dynamichnykh vyprobuvan u seredovyshchi Ansys motion. Avtomobilnyi transport. (51), S. 58–65.
7. D.N.L. Horton and D.A. Crolla. Theoretical analysis of the steering behavior of articulated frame steer vehicles. Vehicle System Dynamics, 1986, vol. 15, pp. 211–234.
8. Y. He, A. Khajepour, J. McPhee, and X. Wang. Dynamic modeling and stability analysis of articulated frame steer vehicles. International Journal of Heavy Vehicle Systems. 2005. Vol. 12, no. 1, pp. 28–59.
9. M. Martyna. Mathematical model of the articulated loader steering system. *Modelling, Simulation and Control*, B, ASME Press. 1988. Vol. 18, No.3, pp. 51–64.
10. S. Hui and S. H. Zak. Robust control synthesis for uncertain/nonlinear dynamical systems. *Automatica*. 1992. Vol. 28, no. 2, pp. 289–298.
11. B.C. Kuo. Automatic Control Systems, John Wiley and Sons Inc., 1995.
12. B.G. Poorman. Electro-hydraulic steering system for an articulated vehicle. United States Statutory Invention Registration H1, 846, 2000.
13. Y. Zeyada, D. Karnopp, and S. El-Behiry M. El-Araby. A combined active-steering differential-braking yaw rate control strategy for emergency maneuvers. SAE Paper 980230, 1998.
14. Y. He, N.L. Azad, C. Urbaniak, A. Khajepour, and J. McPhee. Lateral stability analysis and parameter estimation of articulated frame steer vehicles. *Proceedings of CSME* 2004, London, Ontario, Canada, 2004, pp. 962–971.
15. M. Martyna. Mathematical model of the articulated loader steering system. *Modelling, Simulation and Control,* B, ASME Press. 1988. Vol. 18, No. 3, pp. 51–64.

Щербак Олег Віталійович[1], к.т.н., доц. каф. будівельних і дорожніх машин, olegcherbak@gmail.com, тел. +38 097-233-30-83,
Сумінов Андрій Володимирович[1], асистент каф. будівельних і дорожніх машин,

andrey.suminov@gmail.com,
тел. +38 099-757-89-54.
[1]Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Investigation of the load of the hinge joint and working equipment of the pressure-acting machine for road construction by means of mathematical modeling

Abstract. Problem. *During the performance of technological operations in road construction, pressure-acting machines, such as bulldozers and front-end loaders, are subjected to significant dynamic loads transmitted from the working equipment to the machine elements. Such loads reach their maximum values when the working equipment encounters an obstacle that is difficult to overcome. Due to the fact that the working equipment is not directly attached to the tractor frame, the maximum shock loads are perceived directly by the frame elements. In our case, one of the loaded elements is the articulated joint.* ***Goal.*** *To develop a simple but accurate methodology for studying the dynamic load of both the hinge joint and the loading equipment of a front-end loader.* ***Methodology.*** *In the process of the conducted research, in the theoretical field of study, was applied classic methods of mathematical modeling, which are based on the solution of differential equations of the second order.* ***Results.*** *The obtained method of determining the dynamic load of the main elements of pressure action machines, such as wheel loaders and wheeled bulldozers, will enable the design of highly loaded elements with a given level of durability in the development of such machines.* ***Originality.*** *As practice shows, very complex research methods do not always give accurate results. This is due to the fact that when using complex systems, the number of assumptions increases, which cannot affect the adequacy of the model in the best way. The simple mathematical model we proposed allows us to describe the processes with high accuracy.* ***Practical value.*** *The use of this methodology allows at the stage of design of new pressure-action machines, such as front-end loaders and wheeled bulldozers, to significantly reduce the time for modeling of loads, which will be further used in the design of working equipment and in the study of loading of the machine as a whole.*

Key words: *mathematical modeling, hydraulic drive, pressure, universal technological machine, bucket of loading work equipment, free oscillations.*

Shcherbak Oleh[1], Ph.D., Assoc. Prof.
Department of Construction
and Road-Building Machinery,
ORCID: 0000-0002-7953-2135,
olegcherbak@gmail.com,
Suminov Andrii[1], Assistant Department of Construction and Road-Building Machinery,
ORCID: 0000-0002-4268-2906,
andrey.suminov@gmail.com.
[1]Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.